

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh pneumatického rotačně posuvného pohonu  
pro autobusové dveře

Design Concept of a Pneumatic Rotary-sliding Driver for a Bus Door

Student:

Bc. Petr Wagner

Vedoucí:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2017

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Wagner**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Konstrukční návrh pneumatického rotačně posuvného pohonu pro autobusové dveře**  
**Design Concept of a Pneumatic Rotary-sliding Drive for a Bus Door**

Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhnete pneumatický pohon a ovládací mechanismus autobusových dveří, který zajistí jejich přesný rotačně posuvný pohyb podle požadavků výrobce. Rovněž vyřešte mechanické pojištění dveří (po uzavření) proti možnému náhodnému otevření a navrhnete systém nouzového otevírání dveří. Pohon bude poháněn pneumaticky. Proveďte rešerši podobných zařízení včetně problematiky pneumatik (čištění a odvodnění stlačeného vzduchu). Vlastní rozvod stlačeného vzduchu a elektroinstalaci neřešte.

### Parametry :

- vstupní tlak systému  $5 \pm 2$  [bar]
- krouticí moment pneumatiku 300 [Nm] minimální
- max. čas pro uzavření dveří  $5 \pm 2$  [s]
- "nosnost" dveří dle normy pro kolejová vozidla EN 14752
- rozměry jednokřídlových dveří úhel otáčení 120 [°]  
světla výška dveří 2100 [mm]  
světla šířka dveří 800 [mm]
- hmotnost dveří 40 [kg].

Zkontrolujte všechny kritické části pro navržené řešení. Nakreslete sestavu zařízení a zadané výrobní výkresy.

### Seznam doporučené odborné literatury:

NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací [záznam a]*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.

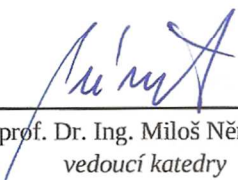
ČSN EN 14752 *Železniční aplikace – Dveřní systémy pro kolejová vozidla*  
DIN 5510 *Preventivní protipožární ochrana v kolejových vozidlech*

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**


Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....15.5.2017.....

..........

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :... 15.5.2017 .....

..... .....

Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Petr Wagner

Adresa trvalého pobytu autora práce: U Lučního mlýna 31, Opava 747 05

Děkuji vedoucímu práce panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi, panu doc. Ing. Zdeňkovi Foltovi, Ph.D. a panu Ing. Janu Fialovi za věcné připomínky a cenné rady poskytnuté při zpracování diplomové práce.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

WAGNER, P. *Konstrukční návrh pneumatického rotačně posuvného pohonu pro autobusové dveře: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 54 s. Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením pneumatického pohonu pro otevírání a zavírání jednokřídlých nástupních dveří vozidel dálkové a meziměstské hromadné dopravy osob (autobusy). Úvodní část seznamuje s problematikou v oblasti dveřních vstupů, popisuje nejčastější typy dveřních mechanismů s požadovaným využitím, princip funkce a vlastnosti. Další kapitola rozebírá problematiku pneumatického pohonu, zejména přípravu média. Hlavní částí práce je výpočtová zpráva, která řeší konstrukci celého zařízení i jednotlivých uzlů. Zpráva obsahuje podrobné návrhové výpočty (kinematické, pevnostní) a MKP analýzy. Součástí je řešení systému mechanického uzamčení pohonu a nouzového ovládání.

**Klíčová slova:** pneumatický, pohon, aktuátor, dveře, pevnostní výpočty, MKP.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

WAGNER P. *Design Concept of a Pneumatic Rotary-sliding Drive for a Bus Door: Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms, 2017, 54 p. Thesis head prof. Dr. Ing. Miloš Němček.

Master thesis is dealing with the design of the pneumatic actuator, which ensures opening and closing the single panelled doors of coach and intercity public buses. Introduction involves familiarization with the problematics of doors entrance. It describes the most common types of door mechanisms, its use, function and properties. Another chapter also contains problematics of pneumatic actuator, especially preparing the medium. The main part of thesis is calculation report, which contains structural design of the device and each part – stress-strain, kinematic and FEM analysis. In the same chapter is design of the mechanical locking and emergency control equipment of the pneumatic actuator.

**Key words:** pneumatic, drive, actuator, doors, stress analysis, FEM.

## Obsah

Seznam použitého značení.....	10
1 Úvod.....	13
2 Přehled typů dveří a jejich pohonů .....	14
2.1 Dveře vně kyvné.....	15
2.2 Dveře dovnitř kyvné.....	15
3 Přehled typů pneumatických pohonů pro meziměstské a dálkové autobusy.....	16
3.1 Pneumatický válec rotační se zdvihem typ 1 .....	16
3.2 Pneumatický válec se zdvihem typ 2 .....	16
3.3 Pneumatický válec-vodorovné uložení .....	17
4 Čištění a odvodnění stlačeného vzduchu .....	18
4.1 Filtrace stlačeného vzduchu .....	18
4.2 Sušení (odvodnění) stlačeného vzduchu .....	18
4.3 Mazání stlačeného vzduchu.....	20
5 Pneumaticky rotačně posuvný pohon .....	21
5.1 Popis mechanických částí navrženého pneumatického pohonu.....	22
5.1.1 Pneumatický válec.....	22
5.1.2 Píst.....	22
5.1.3 Výstupní hřídel.....	22
5.1.4 Těsnící víka pneumatického pohonu.....	22
5.2 Popis mechanického zámku a bezpečnostních ventilů.....	23
5.3 Popis řídicího elektromagnetického prvku pneumatického pohonu .....	23
6 Pevnostní výpočty pneumatického pohonu .....	25
6.1 Výpočet průměru pneumatického pístu.....	25
6.2 Pevnostní výpočet čepů pneumatického pohonu.....	30
6.3 Výpočet jehlových ložisek .....	38
6.3.1 Kontrola statické únosnosti jehlového ložiska.....	38
6.3.2 Kontrola dynamické únosnosti ložiska .....	39



6.4	Výpočet utahovacího momentu šroubů pro dostatečnou těsnost víka .....	40
6.5	Pevnostní analýza výstupní hřídele .....	46
7	Závěr .....	51
8	Literatura.....	52
	Seznam příloh .....	54

## Seznam použitého značení

a	Délkový rozměr ramene pro ohybové napětí	[mm]
a <sub>i</sub> , b	Délkový rozměr pro otláčení	[mm]
c <sub>př</sub>	Tuhost příruby	[N · mm <sup>-1</sup> ]
c <sub>s</sub>	Tuhost šroubu	[N · mm <sup>-1</sup> ]
d <sub>č1</sub>	Malý průměr čepu	[-]
d <sub>2</sub>	Střední průměr šroubu	[mm]
d <sub>3</sub>	Malý průměr šroubu	[mm]
d <sub>3'</sub>	Předběžný malý průměr šroubu	[mm]
f <sub>m</sub>	Součinitel tření pod hlavou šroubu	[-]
f <sub>z</sub>	Součinitel tření v závitě	[-]
h	Výška standardizované matice	[mm]
i	Počet šroubu	[-]
k	Výška standardizované hlavy šroubu	[mm]
k <sub>č1s1</sub>	Statická bezpečnost pro max. ohybové napětí pro čep 1	[-]
k <sub>č1s2</sub>	Statická bezpečnost pro kritické ohybové napětí pro čep 1	[-]
k <sub>č2s1</sub>	Statická bezpečnost pro max. ohybové napětí pro čep 2	[-]
k <sub>č2s2</sub>	Statická bezpečnost pro kritické ohybové napětí pro čep 2	[-]
l <sub>def</sub>	Deformována část šroubu	[mm]
l <sub>p</sub>	Šířka podložky	[mm]
l <sub>z</sub>	Délka závitu v díře pro šroub	[mm]
l <sub>0</sub>	Šířka příruby	[mm]
p	Tlak v pneumatickém systému	[MPa]
p <sub>dov</sub>	Dovolený měrný tlak	[MPa]
p <sub>MAXi</sub>	Maximální tlaková špička v uložení čepů ve stěnách	[MPa]
p <sub>si</sub>	Střední tlak v uložení čepů ve stěnách	[MPa]
s <sub>0i</sub>	Statická bezpečnost ložiska pro čepy	[-]
C	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
C <sub>0</sub>	Statická únosnost ložiska	[kN]
D <sub>č1</sub>	Velký průměr čepu	[mm]
D <sub>d</sub>	Průměr díry pro šroub	[mm]
D <sub>p(min)</sub>	Minimální průměr pneumatického pístu	[mm]
D <sub>p(sk)</sub>	Skutečný průměr pneumatického pístu	[mm]

$D_{red}$	Redukovaný průměr trubky	[mm]
$D_s$	Střední průměr stykové plochy hlavy šroubu a podložky	[mm]
$D_{si}$	Roztečné průměry šroubovicových drážek	[mm]
$E_s$	Modul pružnosti v tahu šroubu	[MPa]
$E_{př}$	Modul pružnosti v tahu příruby	[MPa]
$F_{in}$	Vstupní osová síla	[N]
$F_{in(sk)}$	Vstupní osová síla skutečná	[N]
$F_o$	Předepínací síla	[N]
$F_{oi}$	Osová síla ve šroubovicových drážkách při $D_{p(min)}$	[N]
$F_p$	Provozní dynamický síla	[N]
$F_{p1}$	Provozní dynamická síla na jeden šroub	[N]
$F_{zi}$	Hnací obvodová síla ve šroubovicových drážkách při $D_{p(min)}$	[N]
$F_{o(či)}$	Osová síla ve šroubovicových drážkách při $D_{p(sk)}$	[N]
$F_{z(či)}$	Hnací obvodová síla ve šroubovicových drážkách při $D_{p(sk)}$	[N]
$F_{z(č2)bez\eta}$	Hnací obvodová síla bez započítání účinnosti	[N]
$F_{o(či)/2}$	Osová síla působící na jeden čep ve šroubovicové drážce	[N]
$F_{př(min)}$	Minimální síla v přírubě	[N]
$\Delta F_{př}$	Pokles síly v přírubě	[N]
$F_{z(či)/2}$	Hnací obvodová síla působící na jeden čep ve šroubovicové drážce	[N]
$F_{cel(i)/2}$	Výsledná radiální síla působící na jeden čep	[N]
$F_{Ry(i)}$	Reakce	[N]
$F_s$	Osová tahová síla	[N]
$\Delta F_s$	Přírůstek osově síly	[N]
$F_{sa}$	Amplituda tahové síly	[N]
$F_{sh}$	Horní složka tahové síly	[N]
$F_{sm}$	Středová složka síly	[N]
$F_{sn}$	Dolní složka tahové síly	[N]
$F_{stř(i)}$	Posuvná síla	[N]
$M_{k_{sk}}$	Skutečný krouticí moment	[N·m]
$M_{k_{pož}}$	Požadovaný krouticí moment	[N·m]
$M_o$	Ohybový moment	[N·m]
$M_{oiMAX}$	Maximální ohybový moment čepu	[N·m]

$M_{O_{iKR}}$	Kritický ohybový moment čepu	[N·m]
$M_u$	Utahovací moment šroubu	[N·m]
$P_u$	Mezní únavové zatížení ložiska	[kN]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
$S_{min}$	Minimální plocha pneumatického pístu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{př}$	Průřez redukované trubky	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{sk}$	Skutečná plocha pneumatického pístu	[mm <sup>2</sup> ]
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha$	Úhel profilu šroubové drážky	[°]
$\alpha_{KK}$	Úhel komolého kužele	[°]
$\eta_s$	Účinnost šroubové vazby	[-]
$\eta_{t(i)}$	Účinnost těsnění	[-]
$\sigma_{č(i)o(i)}$	Napětí v ohybu čepu	[MPa]
$\sigma_t$	Napětí tahové	[MPa]
$\sigma_{tDOV}$	Dovolené tahového napětí	[MPa]
$\varphi'$	Třecí úhel závitu	[°]
$\psi$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\psi_u$	Součinitel těsnosti spoje	[-]

## 1 Úvod

Doprava v dnešním světě hraje významnou úlohu. Ať už se jedná o transport nepředstavitelného množství surovin, strojů, potravin nebo přepravu miliónů osob. Je třeba si uvědomit, že v tom obrovském fungujícím systému, na který se každým rokem kladou větší a větší požadavky, je dopravování osob důležitým odvětvím. Lidské úsilí v otázce dopravování osob vede neustále ke zvyšování efektivnosti, komfortu a bezpečnosti. Ve vyspělých státech je v dnešní době kladen velký důraz na rozvoj městské a meziměstské hromadné dopravy, která oproti osobním automobilům nezatěžuje v takové velké míře životní prostředí, ulevuje dopravním situacím a mírní smogové stavy ve velkých městech.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním uzlem nacházejícím se u meziměstských a dálkových autobusů. Konkrétně se jedná o konstrukční návrh pneumatického aktuátoru s mechanickým zabezpečením proti otevření u jednokřídlových dveří autobusu a návržení systému nouzového otevírání dveří. Pneumatický aktuátor je navržen takovým způsobem, aby v interiéru vozidla nedocházelo k přílišným konstrukčním změnám a montáž zařízení byla co nejjednodušší.

### Cíle diplomové práce

- vypracování konstrukčního návrhu pneumatického pohonu a navrhnutí ovládacího mechanismu autobusových dveří
- vyřešení rotačně posuvného pohybu pneumatického pohonu
- vyřešení mechanického uzamčení po uzavření dveří
- návržení systému nouzového otevírání

## 2 Přehled typů dveří a jejich pohonů

Dveřní systém autobusů je velmi různorodý. Existuje mnoho typů dveří, které se používají v dopravních prostředcích hromadné dopravy.

Hlavní dělení dveří:

- Jednokřídlové dveře
- Dvoukřídlové dveře

Jednokřídlové dveře se zpravidla uplatňují tam, kde je menší množství přepravovaných osob a kde nedochází k častému otevírání a zavírání dveří autobusu. Používají se převážně u dálkových autobusů a autobusů meziměstských. Meziměstské autobusy jsou většinou s kombinací obou typů dveří. Přední nástupní část je vybavena jednokřídlovými dveřmi, zatímco prostřední nebo zadní dveře sloužící převážně pro výstup jsou dvoukřídlového typu dveří.

Dvoukřídlové dveře lze nalézt nejčastěji u městských autobusů. Jsou vhodné pro rychlé nastupování a vystupování. Další výhodou je hromadný nástup a výstup pasažérů.



Obr. 2.1 Jednokřídlové dveře [9]



Obr. 2.2 Dvoukřídlové dveře [10]

Z důvodu velké škály konstrukčních typů dveří, které jsou používány u dopravních prostředků, jsem vybral ty, které jsou nejčastěji používány u autobusů.

Dveře se dále dělí podle systému zavírání:

- dveře vně kyvné
- dveře dovnitř kyvné

## 2.1 Dveře vně kyvné

Pomocí pákové mechanismu jsou křídla dveří při otevírání vysunuta mimo obrys vozidla a při zavření jsou dveře zasunuty souběžně se stěnou vozidla. Dveře jsou poháněny elektricky, ale také je lze ovládat pneumaticky. Tento typ dveří se převážně používá u dálkových autobusů. Pohon dveří je zpravidla umístěn v blízkosti dveří na boční straně. Pokud se jedná o dvoukřídlovou konstrukci, má každé křídlo svoji pohonnou jednotku. Jejich konstrukce zajišťuje dobrou zvukovou a tepelnou izolaci. Tímto je zvýšen komfort pasažérů při cestování na delší vzdálenosti.



Obr. 2.3 Dveře předsuvné jednokřídlové [11]

## 2.2 Dveře dovnitř kyvné

Nejčastější použití je u městských autobusů. Zajišťují rychlé a pohodlné nastupování a vystupování osob. Pohon je uskutečněn buďto pneumatickou nebo elektrickou formou. Pohonný mechanismus dveří je umístěn ve skříni vozidla nad dveřním otvorem. Křídla dveří jsou umístěna na otočných tyčích, které přenášejí síly od pohonného mechanismu.



Obr. 2.4 Dveře dovnitř kyvné dvoukřídlové [12]

### 3 Přehled typů pneumatických pohonů pro meziměstské a dálkové autobusy

Manipulace s dveřmi autobusu je zajištěna prostřednictvím pneumatického aktuátoru nacházejícího se vždy v interiéru autobusu. Pneumatický aktuátor jednokřídlových dveří je umístěn na vnitřní stěně autobusu u dveřního vstupu nad úrovní podlahy, aby neomezoval pohyb cestujícím při nastupování nebo vystupování. Tento pohon se používá u vně výkyvného dveřního systému.

#### 3.1 Pneumatický válec rotační se zdvihem typ 1

Jedná se o pneumatický pohon (aktuátor) transformující lineární pohyb pneumatického pístu na rotační pohyb, prostřednictvím systému protiběžných šroubovicových drážek [22]. Tento typ pohonu dosahuje v konečné poloze zdvih, kdy při zavřeném stavu je dveřní křídlo zvednuto cca o 15 mm a mechanicky zajištěno do klínových zámků neboli smeků.



Obr. 3.1 Pneumatický válec rotační se zdvihem typ 1[13]

#### 3.2 Pneumatický válec se zdvihem typ 2

Konstrukce tohoto pneumatického pohonu (aktuátoru) se liší od typu 1 převážně vrchní částí. Neobsahuje totiž nadstavbový systém, kde dochází k transformaci z lineárního pohybu na rotační pohyb, prostřednictvím protiběžných šroubovicových drážek. Celý tento transformační systém je zabudován do výstupní trubky. Volbou této konstrukce byl snížen zástavbový prostor aktuátoru a zvýšena odolnost vůči nečistotám zatěžující chod pohonu.

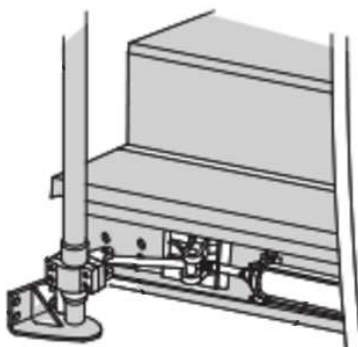




Obr. 3.2 Pneumatický válec rotační se zdvihem typ 2 [14]

### 3.3 Pneumatický válec-vodorovné uložení

Konstrukce otevírání daného dveřního systému pro jednokřídlové dveře, se liší od předchozích dvou typů aktuátorů převážně v uložení pneumatického válce, ale i samotným pneumatickým válcem. Válec se nachází pod úrovní prvního nástupního schodu. Prostřednictvím klikového mechanismu se lineární pohyb mění na pohyb rotující, bez možnosti přizvednutí dveřního panelu v zavírací fázi. Tento systém zavírání autobusových dveří je však nevhodný pro dané zadání, jelikož nesplňuje podmínky zdvihu v konečné poloze dovření dveří. Taktéž tento typ pohonu není možné využít ve všech interiérech autobusů z důvodů jeho zástavbového prostoru. Nevhodný převážně u nízkopodlažních dálkových nebo meziměstských autobusů.



Obr. 3.3 Pneumatický pohon s klikovým mechanismem [15]

## 4 Čištění a odvodnění stlačeného vzduchu

Pokud je požadována kvalitní provozuschopnost systému, zvýšená spolehlivost pneumatických prvků a rozvodů, je nezbytné se zaměřit na dodávku stlačeného vzduchu. Mechanické nečistoty, voda, oleje mají negativní dopad na upravený stlačený vzduch. Při jejich výskytu v systému nastává vyšší opotřebování a nárůst spotřebované energie. *Jeden krychlový metr neupraveného stlačeného vzduchu obsahuje téměř 200 milionů částic nečistot a množství vody, nemluvně o oleji, olovu, kadmiu a rtuti* [16]

### 4.1 Filtrace stlačeného vzduchu

Čistota stlačeného vzduchu hraje významnou roli ve spolehlivosti pneumatického systému. Čím je vzduch čistější, tím vzniká menší riziko poruchy a špatné funkce řídicích a ovládacích prvků. V rozvodech systému může docházet k zanášení a tím zamezení průchodu media. Stlačený vzduch nesoucí sebou drobné částičky nečistot může ohrozit částí hnaného strojního zařízení. Vznik abraze u pohyblivých kontaktních ploch nebo narušení těsnění.



Obr. 4.1 Redukční ventil s filtrem MS-LFR [17]

### 4.2 Sušení (odvodnění) stlačeného vzduchu

Sušení stlačeného vzduchu je nesmírně důležitý proces a přispívá stejně jako filtrace vzduchu ke zvýšení provozní spolehlivosti. Vlhkost vyskytující se v pracovním médiu (stlačený vzduch) způsobuje korozi v rozvodech, podporuje tvorbu a množení mikroorganismů. Je zde stálé riziko možného poškození pneumatických řídicích a ovládacích prvků, zvýšení opotřebení či jiné závady na výrobním procesu. [18]

Jak sušička stlačeného vzduchu, tak odlučovač vody u stlačeného vzduchu se nejčastěji vyskytují v pneumatickém systému jako kombinace jednotek pro úpravu pracovního vzduchu. Mohou obsahovat již filtrační vložku, která umožňuje například separaci hrubých nečistot. Velice častá kombinace je s redukčním ventilem nebo s olejovačem.

Odlučovač vody zbavuje stlačený vzduch zkondenzované vody.



Obr. 4.2 Regulátor tlaku vzduchu s odlučovačem vody [19]

K snížení vlhkosti se dále používají sušičky stlačeného vzduchu. V oblasti, kde jsou velké teplotní rozdíly např. železnice, metro, lodě atd. jsou nejrozšířenější membránové sušičky vzduchu.

Výhody membránové sušičky:

- v membránách nedochází ke změně složení vzduchu,
- malé rozměry a kompaktní design, nízká váha,
- bez potřeby elektrické energie,
- bez potřeby údržby, není třeba měnit náplně.



Obr. 4.3 Membránová sušička vzduchu [20]

### 4.3 Mazání stlačeného vzduchu

K úpravě stlačeného vzduchu také patří neodmyslitelně jeho mazání. V dnešní době velká část pneumatických prvků obsahuje již od výroby mazací tuky, které při dodržení předepsaných podmínek vydrží stanovenou životnost pneumatického zařízení. Může však nastat případ, kdy stlačený vzduch není dostatečně upravován v oběhu a obsahuje větší množství nečistot, vody a různé druhy olejů. Tyto negativní vlivy následně způsobují vypláchnutí trvalé vrstvy maziva. Pro obnovení správné funkce mazání je vrstva mazacího tuku doplněna, což znamená odstavení pneumatického systému z provozu a nárůst ekonomických ztrát. Z tohoto důvodu je právě na místě přimazávání stlačeného vzduchu olejovou mlhou prostřednictvím olejovače (rozprašovače oleje). [21]

*Olejovač, nebo též rozprašovač oleje, sytí stlačený vzduch mazivem. Rozprašovač využívá principu Venturiho trubic, v jejímž zúženém místě proudí vzduch rychleji, má menší statický a větší dynamický tlak (podle Bernoulliho rovnice) a menší statický tlak na stěny je relativní podtlak, který nasává z boční trysky olej, který se pak rozprašuje (jako benzín v karburátoru). Kuželovou škrťací jehlou lze pomocí šroubu (pod krytkou) nastavit průtok oleje trubičkou trysky. [5]*

## 5 Pneumaticky rotačně posuvný pohon

Nový konstrukční návrh se liší od existujících zařízení v samotné konstrukci. Transformační přenos pohybu není řešen ve výstupní hřídeli viz obr. 3.2. A ani neobsahuje žádný nastavbový systém pro změnu lineárního posuvu pneumatického pístu na rotační pohyb s přizvednutím v konečné poloze viz obr. 3.1. Celá přeměna na požadovaný pohyb je řešena úpravou pneumatického pístu uvnitř válce spolu s upravenou výstupní hřídelí. Takováto zvolená konstrukce poté dává celém zařízení jednotný a celistvý vzhled bez vnějších nastavbových částí.

Potřebné úpravy uvnitř pneumatického pohonu vedou k lepší odolnosti vůči vnikání nežádoucích nečistot, chemikálií a další látek, které snižují účinnost a plynulost pohonu. Nečistoty nezatěžují hlavně rotační prvky, jakou jsou ložiska a umožňují jim pracovat v absolutně krytém ideálním prostředí. Navržené konstrukční řešení také umožňuje nepřetržité mazání kontaktních ploch uvnitř pneumatického motoru a samotná jehlová ložiska. Prostřednictvím olejové mlhy ve stlačeném vzduchu.

Pneumatický pohon byl konstruován s přihlédnutím na co nejmenší zástavbové rozměry v interiéru dálkových a meziměstských autobusů.

Podrobnější provedení konstrukčního návrhu je popsáno v technické zprávě v souladu s článkem 26, odstavec 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v magisterských studijních programech VŠB – TU Ostrava ze dne 26. ledna 2017 (TUO\_VP\_07\_004 verze G). Technická zpráva viz [7]



Obr. 5.1 Model konstrukčního návrhu pneumatického aktuátoru

## 5.1 Popis mechanických částí navrženého pneumatického pohonu

V této podkapitole budou popsány nejdůležitější součásti pneumatického aktuátoru. Jedná se o součásti, pomocí nichž pneumatický pohon splňuje zadané provozní parametry.

### 5.1.1 Pneumatický válec

Jedná se o díl, ve kterém je uložen celý systém transformace posuvného pohybu na rotační pohyb s přizvednutím v konečné fázi. Válec je vyroben jako odlitek. Materiál válce je hliníková slitina, která zaručuje odolnost vůči korozivním vlivům a také snižuje hmotnost celého zařízení. Na bočních stranách válec obsahuje výstupky, které slouží pro uložení čepů. Na zadní straně válce jsou vyvrtány závitové díry pro přišroubování kotevní konzoly.

### 5.1.2 Píst

Píst je hlavním hnacím prvkem celého pneumatického pohonu. Díky tlaku, který působí na plochu pístu se píst dostává do pohybu a vytváří šroubovitý pohyb s přizvednutím v konečné poloze. Podrobnější provedení dílu viz [7].

### 5.1.3 Výstupní hřídel

Hřídel se skládá ze tří samostatných částí. Důvodem je složitější montáž hřídele do pneumatického aktuátoru. Jednotlivé části mezi sebou jsou spojeny čtyřhranem z důvodu přenesení krouticího momentu vzniklého v pneumatickém pístu viz obr. 6.16, 6.17 v technické zprávě [7]. Axiální posuv částí, vůči sobě je zajištěn šroubovým spojením. Hřídel je vyroben z legované oceli 15 230.7. Důvodem je kombinované zatížení od krouticího momentu a přidavného ohybového momentu od dveří autobusu.

Hřídel je spojen s kinematickým příslušenstvím dveřního systému pomocí zubové spojky.

### 5.1.4 Těsnící víka pneumatického pohonu

Pneumatický aktuátor obsahuje horní a dolní víko. Těsnící funkci vík obstarávají O – kroužky, které jsou uloženy v obvodových drážkách. Víka jsou vybavena šroubením pro vstup a výstup stlačeného vzduchu. Horní víko obsahuje také šroubení pro správnou funkci mechanického zámku aktuátoru. Spojení víka s pneumatickým válcem je pomocí čtyř šroubů, jenž jsou utaženy na požadovaný utahovací moment. Jedná se o odlitky z hliníkové slitiny.

## 5.2 Popis mechanického zámku a bezpečnostních ventilů

Mechanický zámek pneumatického aktuátoru je zabudován do vrchního těsnícího víka. Jedná se o zarážku, která pomocí pružiny je přitlačována na osazení výstupní hřídele. Pokud dojde k přizvednutí dveří do uzavřené polohy, zarážka se dostane pod osazení hřídele. Tímto dojde k mechanické blokaci, proti poklesu a následnému otevření dveří při ztrátě tlaku v aktuátoru.

V pracovním stavu, kdy pneumatický aktuátor je pod tlakem, je zámek odjištěn přes ovládací ventil. Ovládací ventil přivede tlak do pístku v mechanickém zámku a přetlačí pružinu.

V nouzovém stavu při absenci tlaku nebo při vnějším vstupu do nenastartovaného vozidla je zámek odjištěn manuálně přes bowden, který je propojen s RIC klíčem dle CSN EN 14 752. [8] Při aktivaci nouzového stavu dojde zároveň pomocí nouzového ventilu k vypuštění vzduchu v pneumatickém pohonu.

## 5.3 Popis řídicího elektromagnetického prvku pneumatického pohonu

### Ovládací blok

Řízení chodů dveří je realizováno prostřednictvím ovládacího elektromagnetického ventilu s válcovým šoupátkem a cívkou. Jedná se o kompaktní spojení ovládacích ventilů do jednoho bloku.

Řídicí systém zastává funkce:

- otevírání a zavírání dveří
- ovládání mechanického zámku
- škrcení průtoku vzduchu
- přepnutí do otevíracího stavu při detekci osoby nebo zavazadel
- nouzové odvětrání tlakového vzduchu
- změna rychlosti otevírání dveří během činnosti.



Obr. 5.2 Ovládací blok OB [22]

### Mikrospínač

Prvky, které slouží k signalizaci koncových poloh při zavírání nebo otevírání dveří. Signalizují přizvednutí křídla dveří, nebo naopak spuštění křídla dveří z pojistných zámků (smeků). Mikrospínače jsou umístěny ve vrchní části horního víka pneumotoru u otvoru pro výstupní hřídel.



Obr. 5.3 Mikrospínač s rolnou Marquardt [23]



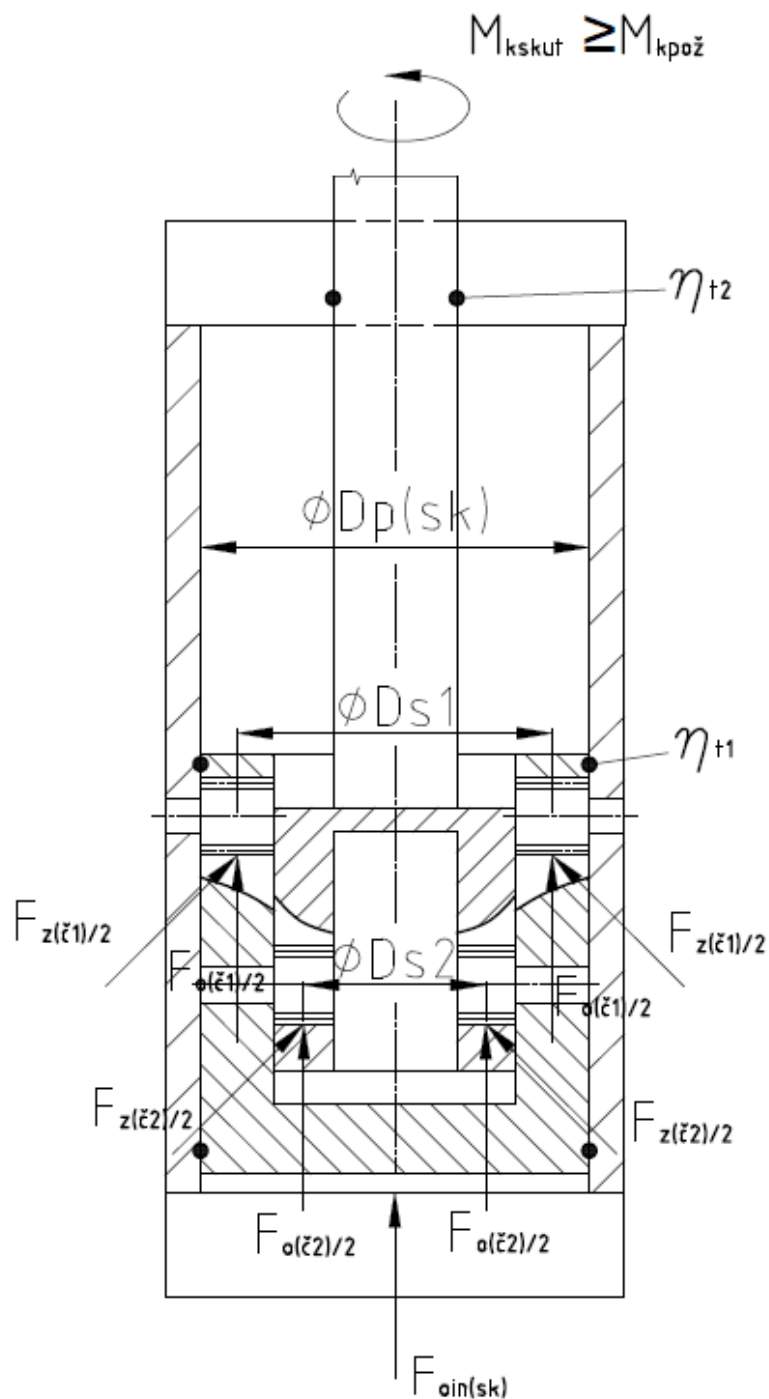
## 6 Pevnostní výpočty pneumatického pohonu

Pneumatický pohon podléhá řadě kontrolních výpočtů, které zaručují dlouhodobou životnost a spolehlivost. Výpočty jsou zaměřeny na nejdůležitější součásti zařízení, bez nichž by pneumatický aktuátor nemohl plnit svoji funkci.

### 6.1 Výpočet průměru pneumatického pístu

Pneumatický aktuátor je poháněn stlačeným vzduchem z pneumatického rozvodu autobusu. Hodnota pracovního přetlaku je 0,6 MPa, tento však může kolísat. Osovou sílu, kterou vyvine pneumatický válec, určuje plocha pístu, tlak vzduchu a odpory, způsobené třením vedení a těsnění. Vstupní osová síla musí být taková, aby pneumatický aktuátor dokázal vyvinout požadovaný krouticí moment 300 Nm.

Podrobné informace výpočtu průměru pneumatického pístu viz technická zpráva [7].



Obr. 6.1 Zjednodušené schéma – rozbor sil

Pro zjištění průměru pneumatického pístu, který je schopen vyvinout požadovaný krou-  
ticí moment postupují pomocí inverzní metody.

$$M_{k_{pož}} = 300 \text{ Nm}$$

Pro správné určení průměru pístu je nutné do výpočtu zahrnout odporové ztráty.

Výskyt těsnění v systému je nutno započítat samotnou účinnost těsnění O-kroužků.

$$\eta_{t1} = 0,96 \text{ volím odhadem}$$

$$\eta_{t2} = 0,96 \text{ volím odhadem}$$

Jelikož rotace pístu je zapříčiněna šroubovým pohybem, musí být započítána účinnost šroubové vazby. Viz z [1]

$$\eta_s = \frac{tg\psi}{tg(\psi+\varphi')} \quad (6.1)$$

$$\text{Číselný vzorec } \eta_s \text{ (6.2) viz technická zpráva [7]} \quad (6.2)$$

#### Úhlové parametry šroubovicových drážek

Úhel stoupání závitu –  $\psi$  hodnota úhlu viz technická zpráva [7].

#### Úhel tření v závitu dle vzorce:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{fz}{\cos\frac{\alpha}{2}}\right) \quad (6.3)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{0,002}{\cos\frac{\alpha}{2}}\right) - \text{Hodnota } \varphi', \alpha \text{ viz technický zpráva [7]} \quad (6.4)$$

$fz$  – valivé tření v závitu dle [1]

$\alpha$  – úhel profilu šroubové drážky

#### Výpočet vstupní osově síly $F_{o\text{in}}$ potřebné k vyvození $M_{k\text{pož}}$ :

$$M_{k\text{pož}} = F_{z2} \cdot \frac{Ds2}{2} \cdot \eta_{t2} \cdot \eta_s \quad (6.5)$$

$$F_{z2} = \frac{M_{k\text{pož}} \cdot 2}{Ds2 \cdot \eta_{t2} \cdot \eta_s} \quad (6.6)$$

$$F_{z2} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 1000}{Ds2 \cdot 0,96 \cdot \eta_s} = 10372,1 \text{ N} - \text{Hodnota } \eta_s, Ds2 \text{ viz [7]} \quad (6.7)$$

Podrobný popis výpočtů viz technická zpráva [7].

Rovnost krouticího momentu:

$$F_{z2} \cdot \frac{Ds2}{2} = F_{z1} \cdot \frac{Ds1}{2} \quad (6.8)$$

$$F_{z1} = F_{z2} \cdot \frac{Ds2}{Ds1} \quad (6.9)$$

$$F_{z1} = 10\,372,1 \cdot \frac{Ds2}{Ds1} = 6092,4 \text{ N} - \text{Hodnota } Ds2, Ds1 \text{ viz [7]} \quad (6.10)$$

Podrobný popis výpočtů viz technická zpráva [7].

$$F_{z1} = F_{o1} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \varphi') \quad (6.11)$$

$$F_{o1} = \frac{F_{z1}}{\operatorname{tg}(\psi - \varphi')} \quad (6.12)$$

$$F_{o1} = \frac{6092,4}{\operatorname{tg}(\psi - \varphi')} = 7035,7 \text{ N} - \text{Hodnota úhlu } \psi, \varphi' \text{ viz [7]} \quad (6.13)$$

$$F_{o1} = F_{oin} \cdot \eta_{t1} \quad (6.14)$$

$$F_{oin} = \frac{F_{o1}}{\eta_{t1}} \quad (6.15)$$

$$F_{oin} = \frac{7035,7}{0,96} = 7328,9 \text{ N} \quad (6.16)$$

Minimální průměr pístu  $\varnothing D_{p(min)}$  pro vyvození požadovaného krouticího momentu  $M_{kpož}$ :

Se znalostí pracovního přetlaku 0,6 MPa a také vypočtené vstupní osově síly  $F_{oin}$ , lze získat minimální plochu pístu  $S_{min}$  a následně minimální průměr pístu.

$$p = \frac{F_{oin}}{S_{min}} \quad (6.17)$$

$$S_{min} = \frac{F_{oin}}{p} \quad (6.18)$$

$$\varnothing D_{p(min)} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{oin}}{\pi \cdot p}} \quad (6.19)$$

$$\varnothing D_{p(min)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7328,9}{\pi \cdot 0,6}} = 124,7 \text{ mm} \quad (6.20)$$

Pro tento minimální průměr pístu, volím nejbližší větší průměr, který vyhovuje použitým normalizovaným strojním součástím.

Skutečný průměr pneumatického pístu  $\emptyset D_{p(sk)} = 125 \text{ mm}$ . Při stanovení skutečného průměru pístu je nutné zpětné zjištění skutečných sil působících v pneumatickém zařízení včetně výsledného skutečného krouticího momentu  $Mk_{skut}$ .

Skutečná osová síla vstupní  $F_{oin(sk)}$ :

$$F_{oin(sk)} = p \cdot S_{sk} = p \cdot \frac{\pi \cdot D_{p(sk)}^2}{4} \quad (6.21)$$

$$F_{oin(sk)} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot 125^2}{4} = 7363 \text{ N} \quad (6.22)$$

Výpočet osově síly  $F_{o(\check{c}1)}$  a hnací obvodové síly  $F_{z(\check{c}1)}$  působící na čepy v pneumatickém pístu:

Nutno zahrnout účinností těsnění O – kroužků v pístu  $\eta_{t1}$ .

$$F_{o(\check{c}1)} = F_{oin(sk)} \cdot \eta_{t1} \quad (6.23)$$

$$F_{o(\check{c}1)} = 7363 \cdot 0,96 = 7068,5 \text{ N} \quad (6.24)$$

$$F_{z(\check{c}1)} = F_{o(\check{c}1)} \cdot tg(\psi - \varphi') \quad (6.25)$$

$$F_{z(\check{c}1)} = 7068,5 \cdot tg(\psi - \varphi') = 6120,8 \text{ N} - \text{Hodnota } \psi, \varphi' \text{ viz [7]}. \quad (6.26)$$

Výpočet osově síly  $F_{o(\check{c}2)}$  a hnací obvodové síly  $F_{z(\check{c}2)}$  působící na čepy ve výstupní hřídeli:

Pomocí převodového poměru se přepočte síla  $F_{z(\check{c}1)}$  na hnací obvodovou sílu  $F_{z(\check{c}2)}$  působící v závitové drážce výstupní hřídele.

$$F_{z(\check{c}2)bez\eta} = F_{z(\check{c}1)} \cdot \frac{Ds1}{Ds2} \quad (6.27)$$

$$F_{z(\check{c}2)bez\eta} = 6120,8 \cdot \frac{Ds1}{Ds2} = 10420,5 \text{ N} - \text{Hodnota } Ds2, Ds1 \text{ viz [7]} \quad (6.28)$$

$$F_{z(\check{c}2)} = F_{z(\check{c}2)bez\eta} \cdot \eta_{t2} \cdot \eta_s \quad (6.29)$$

$$F_{z(\check{c}2)} = 10420,5 \cdot 0,96 \cdot \eta_s = 9963,7 \text{ N} - \text{Hodnota } \eta_s \text{ viz [7]}. \quad (6.30)$$

$$F_{o(\check{c}2)} = \frac{F_{z(\check{c}2)}}{tg(\psi - \varphi')} \quad (6.31)$$

$$F_{o(\check{c}2)} = \frac{9963,7}{tg(\psi - \varphi')} = 11506 \text{ N} - \text{Hodnota } \psi, \varphi' \text{ viz [7]} \quad (6.32)$$

Výpočet skutečného krouticího momentu:

$$Mk_{skut} = F_{z(\check{c}2)} \cdot \frac{Ds2}{2} \quad (6.33)$$

$$Mk_{skut} = 9963,7 \cdot \frac{Ds2}{2} = 301401 \text{ Nmm} = 301,4 \text{ Nm} - \text{Hodnota } Ds2 \text{ viz [7]} \quad (6.34)$$

Při kontrole, zda pneumatický píst vyvodí dostatečný krouticího moment je nutno k obvodové hnací síle působící na píst započítat účinnost těsnění  $\eta_{t2}$  a účinnost šroubové vazby  $\eta_s$ .

$$Mk_{skut} = F_{z(\check{c}1)} \cdot \frac{Ds1}{2} \cdot \eta_{t2} \cdot \eta_s \quad (6.35)$$

$$Mk_{skut} = 6120,8 \cdot \frac{Ds1}{2} \cdot 0,96 \cdot \eta_s = 301401 \text{ Nmm} - \text{Hodnota } Ds1 \text{ viz [7]} \quad (6.36)$$

$$Mk_{skut} \geq Mk_{pož} \quad (6.37)$$

$$301,4 \text{ Nm} \geq 300 \text{ Nm} \quad (6.38)$$

Podmínka pro dodržení požadovaného krouticího momentu je splněna.

## 6.2 Pevnostní výpočet čepů pneumatického pohonu

Čepy jsou prvky v pneumatickém aktuátoru, s jejichž pomocí dochází k rotaci pístu spolu s výstupní hřídelí. Tyto strojní části jsou zatěžovány radiálními silami, které vyvozují potřebný krouticí moment.

Podrobný popis výpočtů viz výpočtová zpráva [7].

Radiální síla působící na čep 1:

Osová síla působící na jeden čep 1:

$$F_{o(\check{c}1)/2} = \frac{F_{o\check{c}1}}{2} \quad (6.39)$$

$$F_{o(\check{c}1)/2} = \frac{7068,5}{2} = 3534,3 \text{ N} \quad (6.40)$$

Hnací obvodová síla na jeden čep 1:

$$F_{z(\check{c}1)/2} = F_{o\check{c}1/2} \cdot tg(\psi - \varphi') \quad (6.41)$$

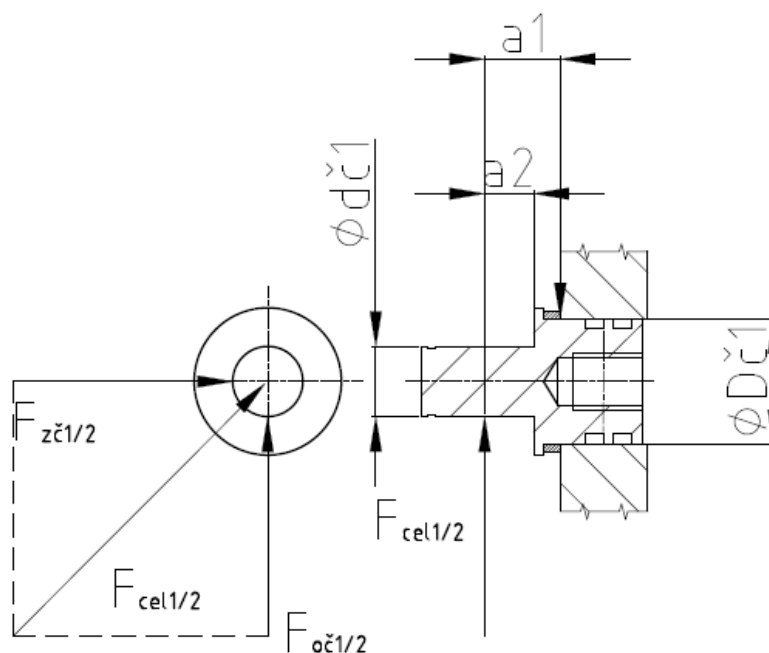
$$F_{z(\check{c}1)/2} = 3534,3 \cdot tg(\psi - \varphi') = 3060,4 \text{ N} - \text{Hodnota } \psi, \varphi' \text{ viz [7]} \quad (6.42)$$

Výpočet výsledné radiální síly na jeden čep 1:

$$F_{cel1/2} = \sqrt{F_{o\check{c}1/2}^2 + F_{z\check{c}1/2}^2} \quad (6.43)$$

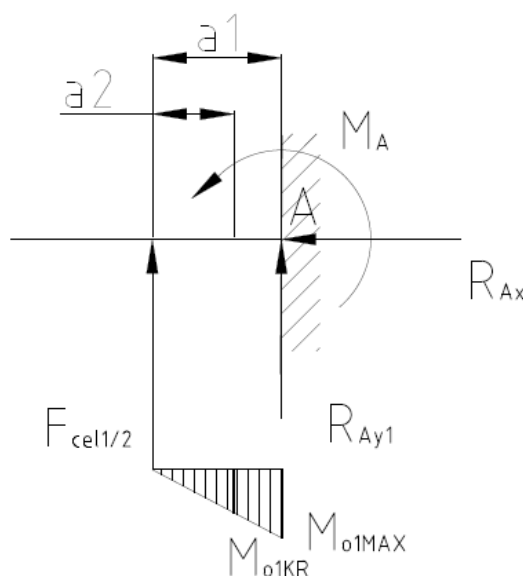
$$F_{cel1/2} = \sqrt{3534,3^2 + 3060,4^2} = 4675,2 \text{ N} \quad (6.44)$$

### Výpočet ohybového napětí čepu 1 uloženého ve stěně válce:



Obr. 6.2 Zatížení čepu na ohyb uloženého ve válci

Hodnota ohybového napětí se zjistí na základě ohybového momentu a modulu průřezu v ohybu čepu. Ohybový moment počítáme na vetknutém nosníku, který představuje uložený čep ve stěně válce nebo ve stěně pneumatického pístu. Bezpečnost stanovíme ve dvou kritických místech.



Obr. 6.3 Zjednodušený čep1 jako vetknutý nosník

Výpočet maximálního ohybového momentu a momentu v kritickém místě:

$$M_{o1MAX} = F_{cel1/2} \cdot a1 \quad (6.45)$$

$$M_{o1MAX} = 4675,2 \cdot 10,9 = 50959 \text{ Nmm} = 50,9 \text{ Nm} \quad (6.46)$$

$$M_{o1KR} = F_{cel1/2} \cdot a2 \quad (6.47)$$

$$M_{o1KR} = 4675,2 \cdot 6,5 = 30388,8 \text{ Nmm} = 30,4 \text{ Nm} \quad (6.48)$$

Výpočet ohybového napětí v místě maximálního ohybového momentu:

$$\sigma_{\check{c}1o1} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o1MAX}}{\frac{\pi \cdot D_{\check{c}1}^3}{32}} \leq \sigma_{DOV} \quad (6.49)$$

$$\sigma_{\check{c}1o1} = \frac{50959}{\frac{\pi \cdot 24^3}{32}} = 37,5 \text{ MPa} \quad (6.50)$$

Výpočet ohybového napětí v kritickém místě:

$$\sigma_{\check{c}1o2} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o1KR}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3}{32}} \leq \sigma_{DOV} \quad (6.51)$$

$$\sigma_{\check{c}1o2} = \frac{30388,8}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = 91,7 \text{ MPa} \quad (6.52)$$

Materiál čepu1 volím ocel třídy 15 v zušlechťeném stavu na dolní pevnost příslušné oceli.

Materiál – ocel 15 230.6

$$R_m = 780 - 930 \text{ MPa}$$

$$R_e = 635 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost ks čepu 1:

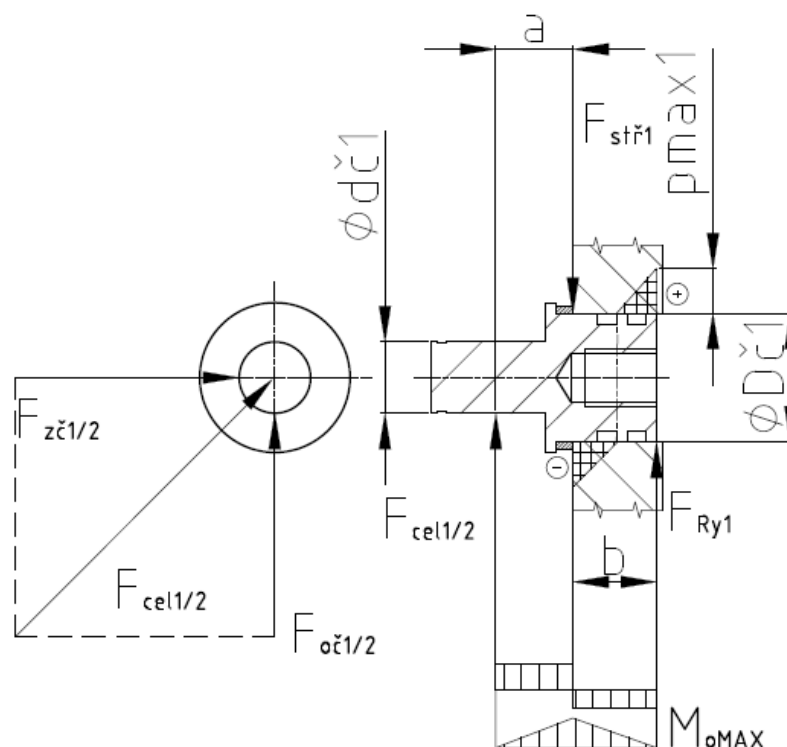
$$k_{\check{c}1s1} = \frac{R_e}{\sigma_{\check{c}1o1}} = \frac{635}{37,5} = 16,9 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.53)$$

$$k_{\check{c}1s2} = \frac{R_e}{\sigma_{\check{c}1o2}} = \frac{635}{91,7} = 6,9 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.54)$$

Pro běžnou kontrolu hřídelů a čepů se volí statická bezpečnost  $k_s = 1,5 \div 2$ . [1] Hodnoty statické bezpečnosti jsou však vyšší, než se doporučuje. Z výsledných bezpečností lze říci, že čepy jsou předimenzované. Z důvodu co nejmenšího otlačení čepů ve stěnách uložení, převážně v hliníkovém válci.

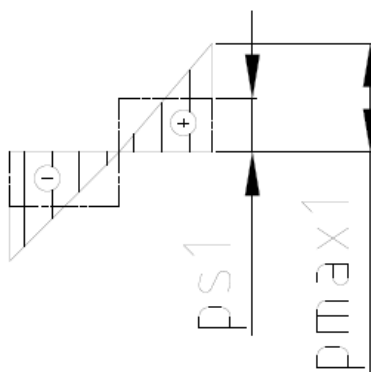


### Výpočet otláčení čepu 1 uloženého ve stěně válce:



Obr. 6.4 Otláčení čepu 1 ve stěně válce

U uložení čepu 1 do stěny válce je nutné podrobit toto uložení kontrole na otláčení. Válec je vyroben ze slitiny hliníku. Slitina hliníku má menší hodnotu dovoleného měrného tlaku  $p_{dov}$  než ocel. Z tohoto důvodu může docházet k otláčení kontaktní plochy ve stěně. Otláčení vytváří deformaci uložení, která zapříčiní nedodržení kolmosti osy čepu se svislou osou pneumatického aktuátoru.



Obr. 6.5 Průběh tlaku při zatížení

Rovnice rovnováhy sil a momentů:

$$F_{cel1/2} - F_{stř1} + F_{Ry1} = 0 \quad (6.55)$$

$$F_{Ry1} = F_{stř1} - F_{cel1/2} \quad (6.56)$$

$$-F_{cel1/2} \cdot (a + b) + F_{stř1} \cdot b = 0 \quad (6.57)$$

$$F_{stř1} = \frac{F_{cel1/2} \cdot (a+b)}{b} \quad (6.58)$$

$$F_{stř1} = \frac{4675,2 \cdot (10,9+16,6)}{16,6} = 7740 \text{ N} \quad (6.59)$$

$$F_{Ry1} = 7740 - 4675,2 = 3064,9 \text{ N} \quad (6.60)$$

Výpočet středního tlaku  $p_{s1}$  ve stěně válce:

$$p_{s1} = \frac{F_{Ry1}}{\frac{b}{2} \cdot D_{č1}} \quad (6.61)$$

$$p_{s1} = \frac{3064,9}{\frac{16,6}{2} \cdot 24} = 15,4 \text{ MPa} \quad (6.62)$$

Maximální tlak  $p_{MAX1}$  vznikající na krajích uložení čepu je vypočten dle vztahu.

$$p_{MAX1} = 2 \cdot p_s \quad (6.63)$$

$$p_{MAX1} = 2 \cdot 15,4 = 30,8 \text{ MPa} \quad (6.64)$$

$$30,8 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Dovolený měrný tlak pro hliníkové slitiny se pohybuje v rozmezí  $p_{dov} = 30 \div 40 \text{ MPa}$ . [1]

Výpočet ohybového napětí čepu 2 uloženého ve stěně pístu:

Zatížení čepů nacházejících se ve šroubové drážce výstupní hřídele má podstatně větší velikost. Tento nárůst radiálních sil je zapříčiněn působením skutečného krouticího momentu  $M_{skut}$  na roztečném průměru  $\varnothing D_{s2}$ .

Radiální síla působící na čep 2:

Osová síla působící na jeden čep 2:

$$F_{o(č2)/2} = \frac{F_{oč2}}{2} \quad (6.65)$$

$$F_{o(č2)/2} = \frac{11506}{2} = 5753 \text{ N} \quad (6.66)$$

Hnací obvodová síla na jeden čep 2:

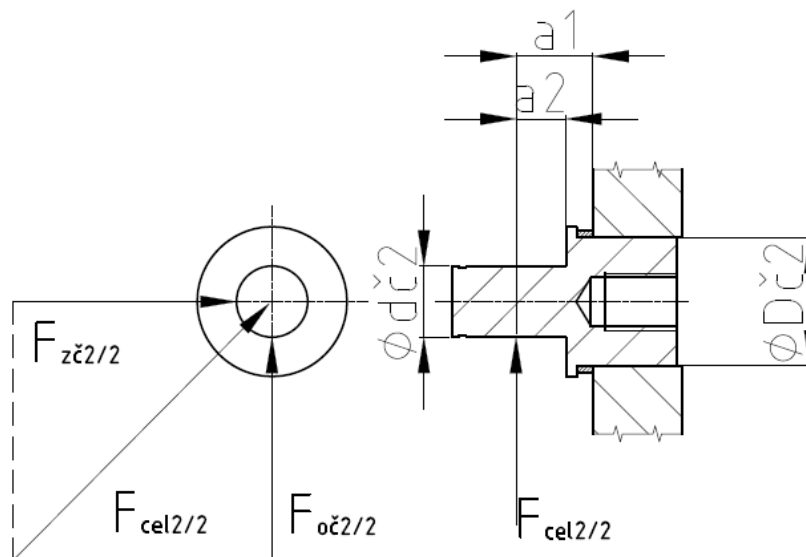
$$F_{z(č2)/2} = F_{oč2/2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \varphi') \quad (6.67)$$

$$F_{z(č2)/2} = 5753 \cdot \operatorname{tg}(\psi - \varphi') = 4981,6 \text{ N} - \text{Hodnota } \psi, \varphi' \text{ viz [7]} \quad (6.68)$$

Výpočet výsledné radiální síly na jeden čep 2:

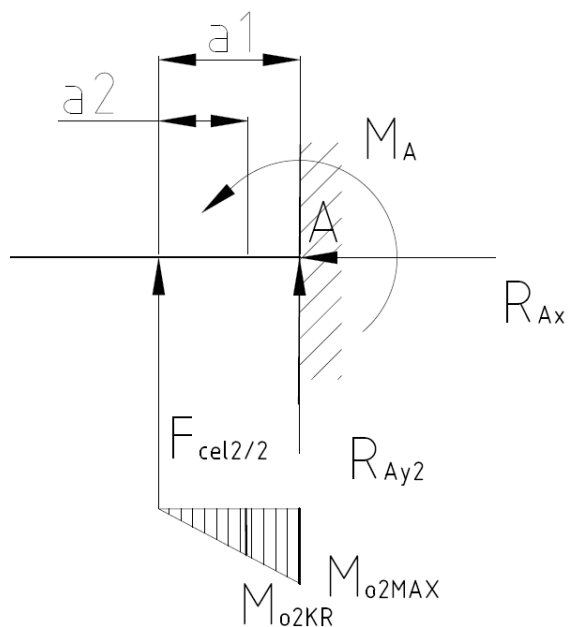
$$F_{cel2/2} = \sqrt{F_{oč2/2}^2 + F_{zč2/2}^2} \quad (6.69)$$

$$F_{cel2/2} = \sqrt{5753^2 + 4981,6^2} = 7610 \text{ N} \quad (6.70)$$



Obr. 6.6 Zatížení čepu 2 na ohyb uloženého v pístu

Ohybové napětí stanovíme stejným způsobem jako u uložení čepu 1 ve stěně válce.



Obr. 6.7 Zjednodušený čep 2 jako vetknutý nosník

Výpočet maximálního ohybového momentu a momentu v kritickém místě:

$$M_{o2MAX} = F_{cel2/2} \cdot a1 \quad (6.71)$$

$$M_{o2MAX} = 7610 \cdot 11,3 = 85\,993 \text{ Nmm} = 86 \text{ Nm} \quad (6.72)$$

$$M_{o2KR} = F_{cel2/2} \cdot a2 \quad (6.73)$$

$$M_{o2KR} = 7610 \cdot 6,5 = 49\,465 \text{ Nmm} = 49,5 \text{ Nm} \quad (6.74)$$

Výpočet ohybového napětí v místě maximálního ohybového momentu:

$$\sigma_{\check{c}2o1} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o2MAX}}{\frac{\pi \cdot D_{\check{c}2}^3}{32}} \leq \sigma_{DOV} \quad (6.75)$$

$$\sigma_{\check{c}2o1} = \frac{85993}{\frac{\pi \cdot 22^3}{32}} = 82,3 \text{ MPa} \quad (6.76)$$

Výpočet ohybového napětí v kritickém místě:

$$\sigma_{\check{c}2o2} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o2KR}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3}{32}} \leq \sigma_{DOV} \quad (6.77)$$

$$\sigma_{\check{c}2o2} = \frac{49465}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = 149,3 \text{ MPa} \quad (6.78)$$

Materiál čepu 2 volím ocel třídy 15 v zušlechťeném stavu na dolní pevnost příslušné oceli.

Materiál – ocel 15 230.6

$$R_m = 780 - 930 \text{ MPa}$$

$$R_e = 635 \text{ MPa}$$

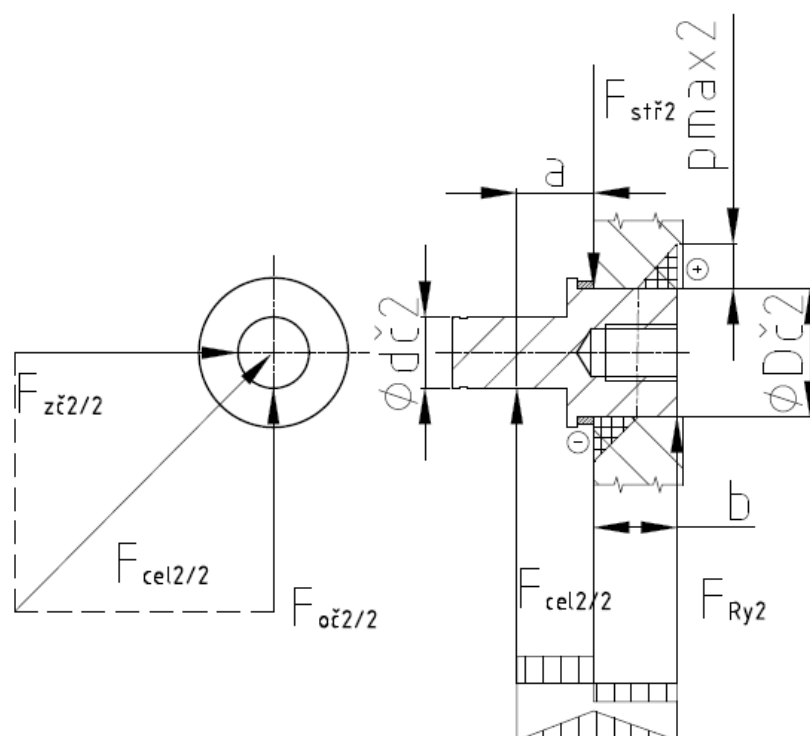
Statická bezpečnost ks čepu 2:

$$k_{\check{c}1s1} = \frac{R_e}{\sigma_{\check{c}2o1}} = \frac{635}{82,3} = 7,7 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.79)$$

$$k_{\check{c}1s2} = \frac{R_e}{\sigma_{\check{c}2o2}} = \frac{635}{149,3} = 4,3 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.80)$$

Pro běžnou kontrolu hřídelů a čepů se volí statická bezpečnost  $k_s = 1,5 \div 2$ . [1]

Výpočet otláčení čepu 2 uloženého ve stěně pístu:



Obr. 6.8 Otláčení čepu 2 ve stěně pístu

Rovnice rovnováhy sil a momentů:

$$F_{cel2/2} - F_{stř2} + F_{Ry2} = 0 \quad (6.81)$$

$$F_{Ry2} = F_{stř2} - F_{cel2/2} \quad (6.82)$$

$$-F_{cel2/2} \cdot (a + b) + F_{stř2} \cdot b = 0 \quad (6.83)$$

$$F_{stř2} = \frac{F_{cel2/2} \cdot (a + b)}{b} \quad (6.84)$$

$$F_{stř2} = \frac{7610 \cdot (11,3 + 12,3)}{12,3} = 14601 \text{ N} \quad (6.85)$$

$$F_{Ry2} = 14601 - 7610 = 6991 \text{ N} \quad (6.86)$$

Výpočet středního tlaku  $p_{s2}$  ve stěně pístu:

$$p_{s2} = \frac{F_{Ry2}}{\frac{b}{2} \cdot D_{č2}} \quad (6.87)$$

$$p_{s2} = \frac{6991}{\frac{12,3}{2} \cdot 22} = 51,7 \text{ MPa} \quad (6.88)$$

Maximální tlak  $p_{MAX1}$  vznikající na krajích uložení čepu je vypočten dle vztahu.

$$p_{MAX2} = 2 \cdot p_{s2} \quad (6.89)$$

$$p_{MAX2} = 2 \cdot 51,7 = 103,4 \text{ MPa} \quad (6.90)$$

$$103,4 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Velikost maximálního tlaku  $p_{MAX2}$  je až 4 větší než u čepu1. Jelikož je čep2 uložen v pneumatickém pístu, který je vyroben z oceli, hodnota maximálního tlaku  $p_{MAX2}$  je vyhovující. Dovolенý měrný tlak pro ocel pístu se pohybuje v rozmezí  $p_{dov} = 100 \div 150 \text{ MPa}$ . [1]

### 6.3 Výpočet jehlových ložisek

Pneumatický aktuátor je ustaven do interiéru autobusu v blízkosti dveří. Jeho zástavbový prostor musí dosahovat co nejmenších rozměrů, aby byla zachována kompatibilita s různorodou škálou interiérů autobusů. Proto byla zvolena jehlová ložiska, které jsou součástí čepů 1,2 a odvalují se ve vyfrézovaných závitových drážkách. Jehlová ložiska vynikají svojí vysokou únosností při zachování minimálních zástavbových rozměrů.

Ložiska jsou stejného typu pro všechny čtyři čepy. Jsou zatěžovány radiální silou  $F_{cel1/2}$  na čepu 1 a radiální silou  $F_{cel2/2}$  působící na čepu 2.

Pro kontrolní výpočet statické a dynamické únosnosti ložiska bylo zvoleno jehlové ložisko NA 4902.

Ložiskové data k výpočtu Tab. 6.1

Tab. 6.1

Základní dynamická únosnost	C	11,2	kN
Základní statická únosnost	C <sub>0</sub>	15,3	kN
Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	1,8	kN
Referenční otáčky		19 000	min <sup>-1</sup>
Mezní otáčky		22 000	min <sup>-1</sup>

#### 6.3.1 Kontrola statické únosnosti jehlového ložiska

Při kontrole statické bezpečnosti je nutné stanovit tři faktory, které ovlivňují statickou bezpečnost. Tyto faktory volím z obr. 6.9 [2]

Faktory:

- Pohyb ložiska
- Způsob zatížení
- Požadavky na chod ložiska

Vybrané faktory a k nim vhodná bezpečnost  $s_0$  jsou zvýrazněné v červeném rámečku na obr. 6.9.

Pohybový stav	Způsob zatížení Požadavek na chod ložiska	$s_0$ pro ložiska se stykem	
		bodovým	čárovým
Pomalé otáčení	Velké rázové zatížení Zvýšené požadavky na klidný chod	2	4
	Normální provoz	1	2
	Klidný chod bez rázů	0,5	1
Kývání	Rychlé s malými úhly výkyvu Nerovnoměrné rázové zatížení	2	3,5
	Pomalé s velkými úhly výkyvu	1,5	2
	Pomalé s malými úhly výkyvu	0,2	1
Klid	Po velkém stacionárním zatížení s rázy následuje chod s menší dynamikou	1 až 1,5	2 až 3
	Po malém a normálním stacionárním zatížení následuje klidný chod bez rázů	0,4 až 1	0,8 až 2
Axiální soudečková ložiska pro všechny pohybové stavy A způsoby zatížení			4

Obr. 6.9 Nejmenší požadované hodnoty bezpečnosti  $s_0$  pro statickou únosnost valivého ložiska [2]

Statická bezpečnost  $s_{01}$  jehlového ložiska na čepu 1:

$$s_{01} = \frac{C_0}{F_{r0}} = \frac{C_0}{F_{cel1/2}} \quad (6.91)$$

$$s_{01} = \frac{15300}{4675,2} = 3,3 \quad (6.92)$$

Statická bezpečnost  $s_{02}$  jehlového ložiska na čepu 2:

$$s_{02} = \frac{C_0}{F_{r0}} = \frac{C_0}{F_{cel2/2}} \quad (6.93)$$

$$s_{02} = \frac{15300}{7610} = 2 \quad (6.94)$$

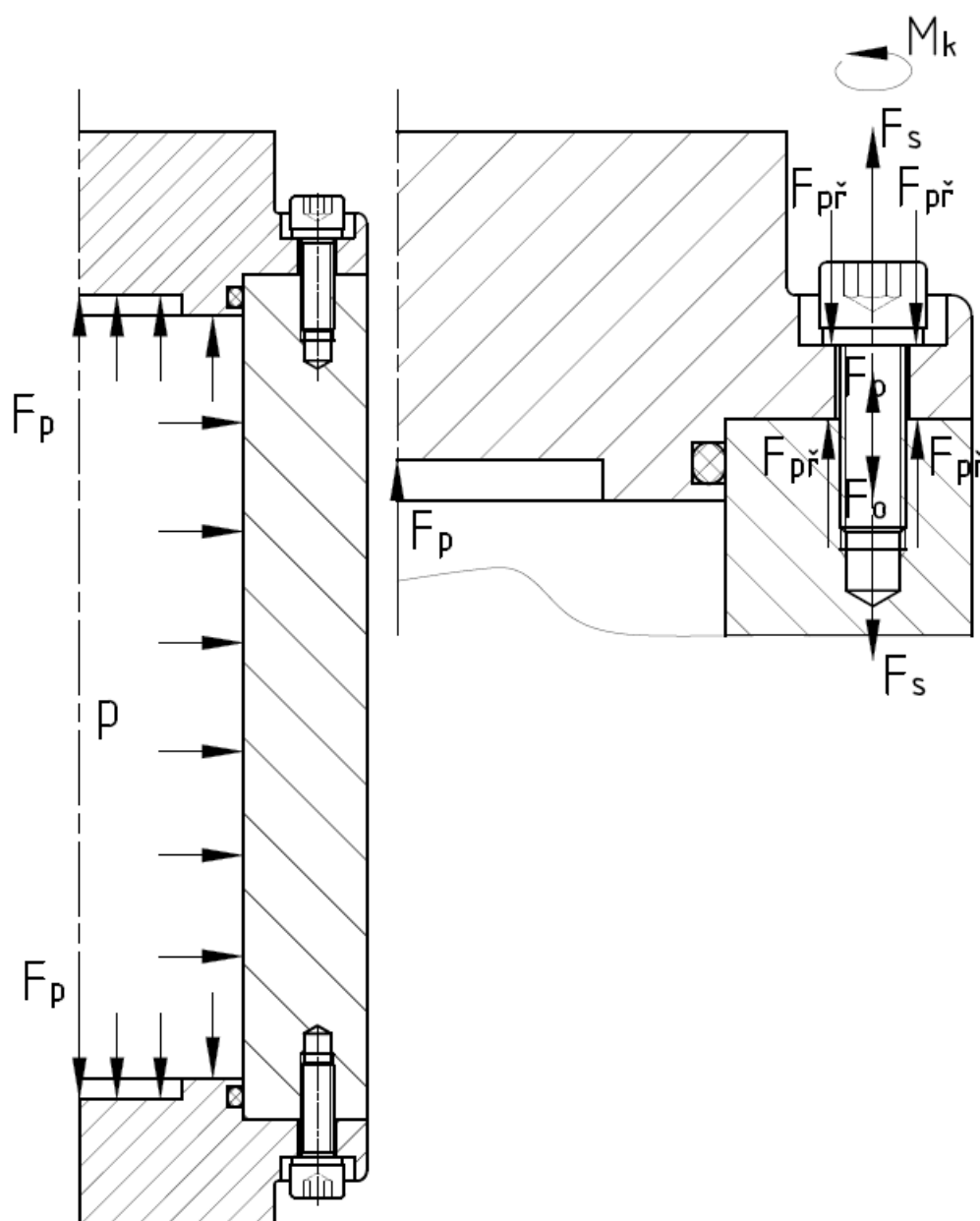
Obě uložení odpovídají podmínce statické bezpečnosti  $s_0 \geq 2$ .

### 6.3.2 Kontrola dynamické únosnosti ložiska

Není nutno stanovení kontroly dynamické únosnosti. Ložisko nevykonává otáčení na dráze valení. Dochází pouze ke kyvu ložiska.

#### 6.4 Výpočet utahovacího momentu šroubů pro dostatečnou těsnost víka

Víka pneumatického aktuátoru přiléhají k hliníkovému válci shora a zdola. Víka mají osazení, které zaručí vzájemné vystředění spojovaných dílců. V osazení se nachází těsnící prvek proti úniku vzduchu. Víka a hliníkový válec jsou k sobě navzájem spojeny šroubovým spojením. Pro těsné spojení je nutno vyvinout dostatečný utahovací moment na šroubu. Z tohoto důvodu je nutné spočítat velikost zatěžujících sil a také vypočíst tuhost šroubu a tuhost příruby.



Obr. 6.10 Zatěžující síly ve šroubu



Šrouby pneumatického aktuátoru jsou zatěžovány:

- stálým krouticím momentem  $M_k$  od utažení šroubu při montáži
- konstantní předepínací silou  $F_0$  vzniklou v důsledku utažení matice
- provozní dynamickou silou  $F_p$  od dynamického tlaku působící ve směru osy šroubu

Výpočet provozní síly  $F_p$  a zjištění provozní síly  $F_{p1}$  na jeden šroub:

$$F_p = S_{sk} \cdot p = \frac{\pi \cdot D_{p(sk)}^2}{4} \cdot p \quad (6.95)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} \cdot 0,6 = 7363 \text{ N} \quad (6.96)$$

Za předpokladu rovnoměrného rozložení šroubů po obvodě víka je provozní síla na jeden šroub dle vzorce (6.97). Hodnota 1,2 respektuje nerovnoměrně utažené šrouby. [3]

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{F_p}{i} = 1,2 \cdot \frac{7363}{4} = 2208,9 \text{ N} \quad (6.97)$$

Předběžně bude šroub navržen pouze z namáhání tah, pro vyšší bezpečnost. Třídu pevnosti šroubu volím 5.6

$$R_m = 500 \text{ MPa}$$

$$R_e = 300 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka namáhání v tahu:

$$\sigma_t \leq \sigma_{tDOV} \quad (6.98)$$

$$\frac{F_{p1}}{\frac{\pi \cdot d_3'^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (6.99)$$

$$d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{p1} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} \quad (6.100)$$

$$d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot 2208,9 \cdot 4}{\pi \cdot R_e}} = 6,12 \text{ mm} \quad (6.101)$$

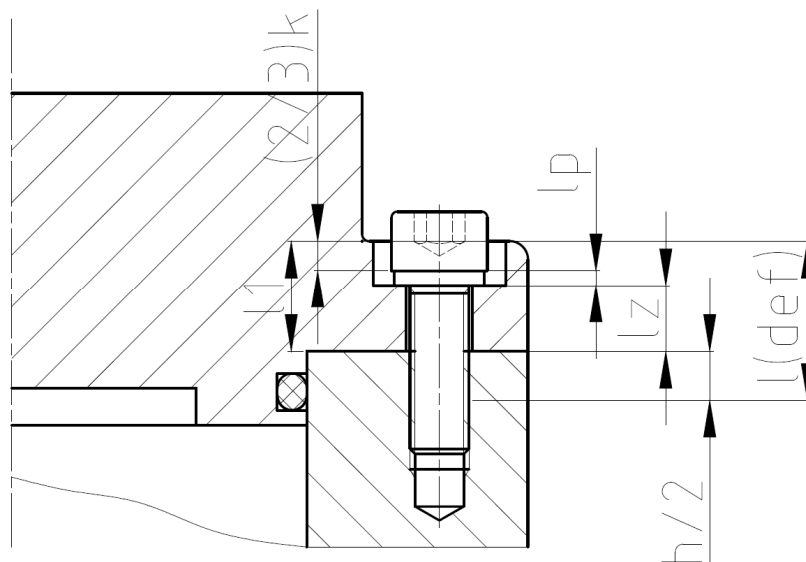
Pro výše vypočteny průměr volím nejbližší normalizovanou hodnotu metrického závitu. Nejbližší vyšší hodnota normalizovaného průměru  $d_3 = 6,466 \text{ mm}$  pro šroub M8x25-

5.6

Provozní síla  $F_{p1}$  působí ve směru osy šroubu. Zmenšuje tak stlačení přírub a zvětšuje tah ve šroubu dosažené utažením matice. Znalost tuhosti šroubu a příruby zajistí správný výpočet složek dynamické tahové síly  $F_s$  ve šroubu. [3]

#### Výpočet tuhosti šroubu:

Pro výpočet tuhosti šroubu  $c_s$  je nutno deformovanou délku  $l_{def}$  rozdělit na několik částí stejného průřezu  $S_i$  a určité délky  $L_i$ .



Obr. 6.11 Rozměry šroubu pro tuhost šroubu

Pro převrácenou hodnotu tuhosti šroubu  $c_s$  platí vztah:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{L_i}{S_i} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[ \frac{\frac{1}{2}h}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} + \frac{l_p + l_z}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} + \frac{\frac{2}{3}k}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \right] \quad (6.102)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[ \frac{\frac{1}{2}7,5}{\frac{\pi \cdot 7,188^2}{4}} + \frac{2+9}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} + \frac{\frac{2}{3}8}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}} \right] = 2,541 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (6.103)$$

$$c_s = 393623,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.104)$$

$E_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  – modul pružnosti v tahu pro ocel [3]

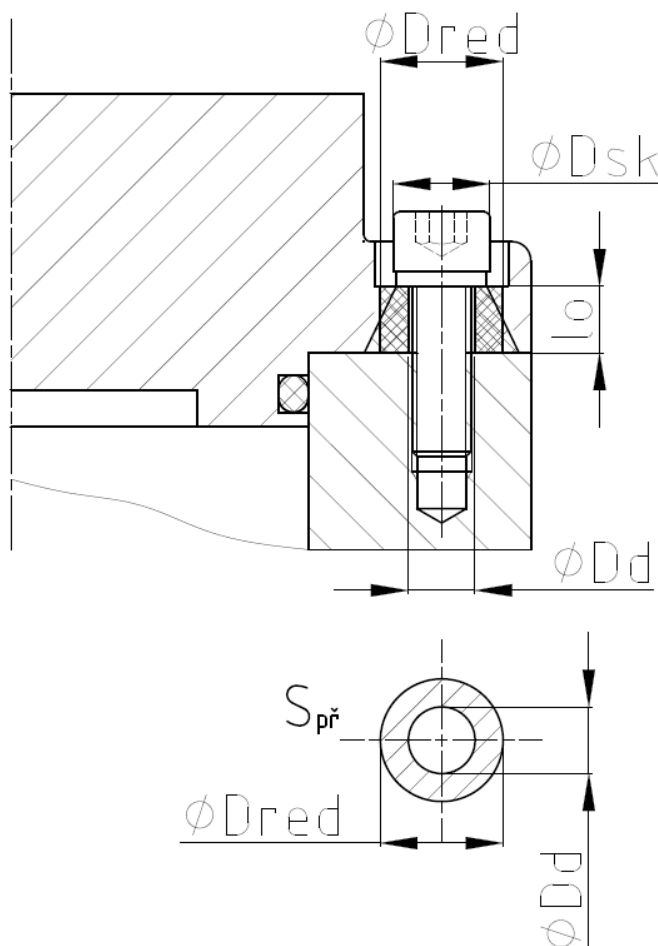
$h$  – je brána jako výška standardizované matice ISO 4032 [5]

$l_p$  – šířka standardizované pružné podložky CSN 02 1740 [5]

### Výpočet tuhosti příruby:

Při výpočtu se pro zjednodušení neuvažují podložky. Deformovaná část příruby je ve tvaru komolého kužele, který je však nevhodný pro výpočet tuhosti příruby  $c_{př}$ . Proto komolý kužel redukuje na trubku konstantního průřezu, které má stejnou deformaci jako komolý kužel.

Pro výpočet  $c_{př}$  použijeme průřez redukované trubky  $S_{př}$ . [3]



Obr. 6.12 Tuhost příruby se závrtným šroubem

### Výpočet redukovaného průměru trubky $D_{red}$ :

$$\phi D_{red} = D_{sk} + l_0 \cdot tg \alpha_{KK} \quad (6.105)$$

$$\phi D_{red} = 13 + 9 \cdot tg 38 = 20,03 \text{ mm}^2 \quad (6.106)$$

Úhel komolého kužele reálných přírub tlakově odlitých ze slitiny hliníku se volí v rozsahu  $\alpha_{KK} = 35^\circ \div 40^\circ$ . [3]

Volím  $\alpha_{KK} = 38^\circ$

Výpočet průřezu redukované trubky  $S_{př}$ :

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{red}^2 - D_d^2) \quad (6.107)$$

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot (20^2 - 9^2) = 251,5 \text{ mm}^2 \quad (6.108)$$

Tuhost příruby:

$$c_{př} = \frac{E_{př} \cdot S_{př}}{l_0} \quad (6.109)$$

$$c_{př} = \frac{0,7 \cdot 10^5 \cdot 251,5}{9} = 1956111 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.110)$$

$E_{př} = 0,7 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  – Modul pružnosti v tahu pro hliníkové slitiny [3]

Zásadní je zbytková síla v přírubách. Nesmí dojít k uvolnění spoje.

Proto musí platit tato nerovnost:

$$\Delta F_s < \Delta F_{př} \quad (6.111)$$

$$\Delta F_{př} = F_{p1} \cdot \frac{c_{př}}{c_{př} + c_s} \quad (6.112)$$

$$\Delta F_{př} = 2208,9 \cdot \frac{1956111}{1956111 + 393623,8} = 1838,9 \text{ N} \quad (6.113)$$

$$\Delta F_s = F_{p1} \cdot \frac{c_s}{c_s + c_{př}} \quad (6.114)$$

$$\Delta F_s = 2208,9 \cdot \frac{393623,8}{393623,8 + 1956111} = 370 \text{ N} \quad (6.115)$$

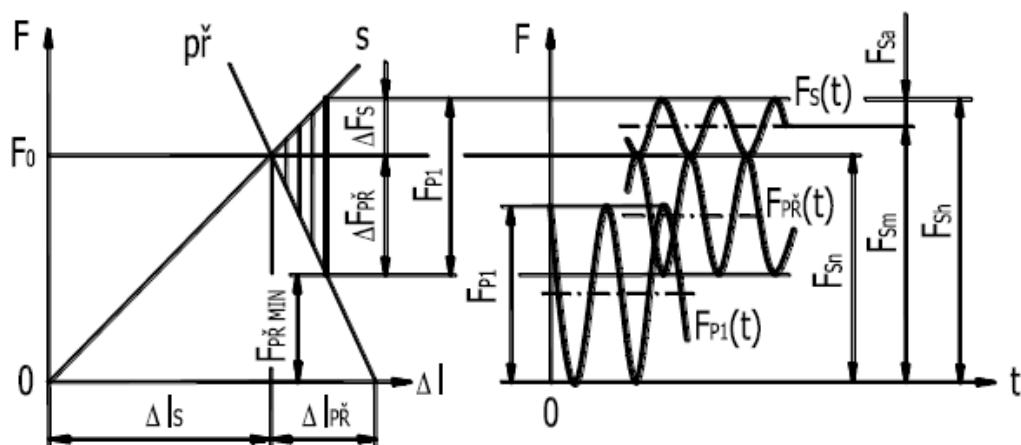
Podmínka je splněna  $\Delta F_s < \Delta F_{př} \rightarrow 370 < 1838,9$

Výpočet osově tahové síly  $F_s$  působící v ose šroubu:

Provozní síla  $F_{p1}$  působí v ose šroubu. Tím dochází ke stlačení příruby víka a zvětšuje se se tah ve šroubu dosažené utažením šroubu.

Při návrhu šroubového spoje se vychází z potřebné velikosti minimální síly v přírubě  $F_{př(min)}$ , která zajistí těsnost spoje. Tuto sílu volím prostřednictvím součinitele těsnosti spoje  $\psi$ . Jenž se volí v rozsahu  $\psi_u = 0,3 \div 1,3$ . [3]

Volím  $\psi_u = 1,2$



Obr. 6.13 Diagram předepjatého spoje zatížen dynamickou mĳivou provozní sílou s časovými průběhy sil [3]

$$F_{př(min)} = F_{p1} \cdot 1,2 = 2208,9 \cdot 1,2 = 2650,7 \text{ N} \quad (6.116)$$

Určení složek dynamické tahové síly  $F_s$  ve šroubu:

Dolní složka tahové síly:

$$F_{sn} = F_o = F_{př(min)} + \Delta F_{př} \quad (6.117)$$

$$F_{sn} = F_o = 2650,7 + 1838,9 = 4489,6 \text{ N} \quad (6.118)$$

Amplituda tahové síly:

$$F_{sa} = \frac{\Delta F_s}{2} \quad (6.119)$$

$$F_{sa} = \frac{370}{2} = 185 \text{ N} \quad (6.120)$$

Středová složka tahové síly:

$$F_{sm} = F_{sn} + F_{sa} \quad (6.121)$$

$$F_{sm} = 4489,6 + 185 = 4674,6 \text{ N} \quad (6.122)$$

Horní složka tahové síly:

$$F_{sh} = F_{sm} + F_{sa} \quad (6.123)$$

$$F_{sh} = 4674,6 + 185 = 4859,6 \text{ N} \quad (6.124)$$

Pro zjištění potřebného předpětí  $F_o$  lze vypočíst utahovací moment šroubu.

Utahovací moment šroubu  $M_u$ :

$$M_u = F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_o \cdot f_m \cdot \frac{D_s}{2} \quad (6.125)$$

$$D_s = \frac{D_{pod} + D_d}{2} = \frac{12,2 + 9}{2} = 10,6 \text{ mm} \quad (6.126)$$

$f_m = 0,15$  – Součinitel tření pod hlavou šroubu [1]

$$M_u = 4489,6 \cdot \operatorname{tg}(2,85 + 9,83) \cdot \frac{7,188}{2} + 4489,6 \cdot 0,15 \cdot \frac{10,6}{2} = 7066,7 \text{ Nmm} \quad (6.127)$$

$$M_u = 7,1 \text{ Nm}$$

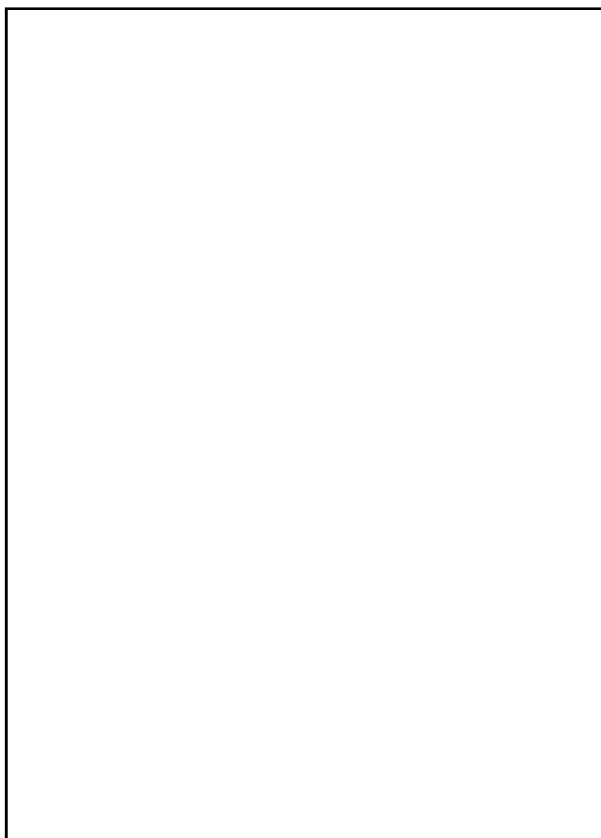
Maximální utahovací moment, který lze pro šroub M8x25-5.6 použít je 11,08 Nm. [4]

Tato podmínka vyhovuje, hodnota výsledného utahovacího momentu  $M_u = 7,1 \text{ Nm}$ .

## 6.5 Pevnostní analýza výstupní hřídele

Výstupní hřídel je sestavena ze tří částí z důvodu montáže. Při montáži není možné montovat výstupní hřídel do pístu přes horní víko aktuátoru, protože každý díl má rozdílný průměr.

Všechny tři díly hřídele jsou k sobě spojeny šroubovým spojením. Krouticí moment se přenáší tvarovým spojením pomocí čtyřhranu obr. 6.16, 6.17 viz technická zpráva [7]. Spodní a prostřední část jsou k sobě přišroubovány šroubem. Horní část s prostřední částí hřídele pomocí spojovací matice.

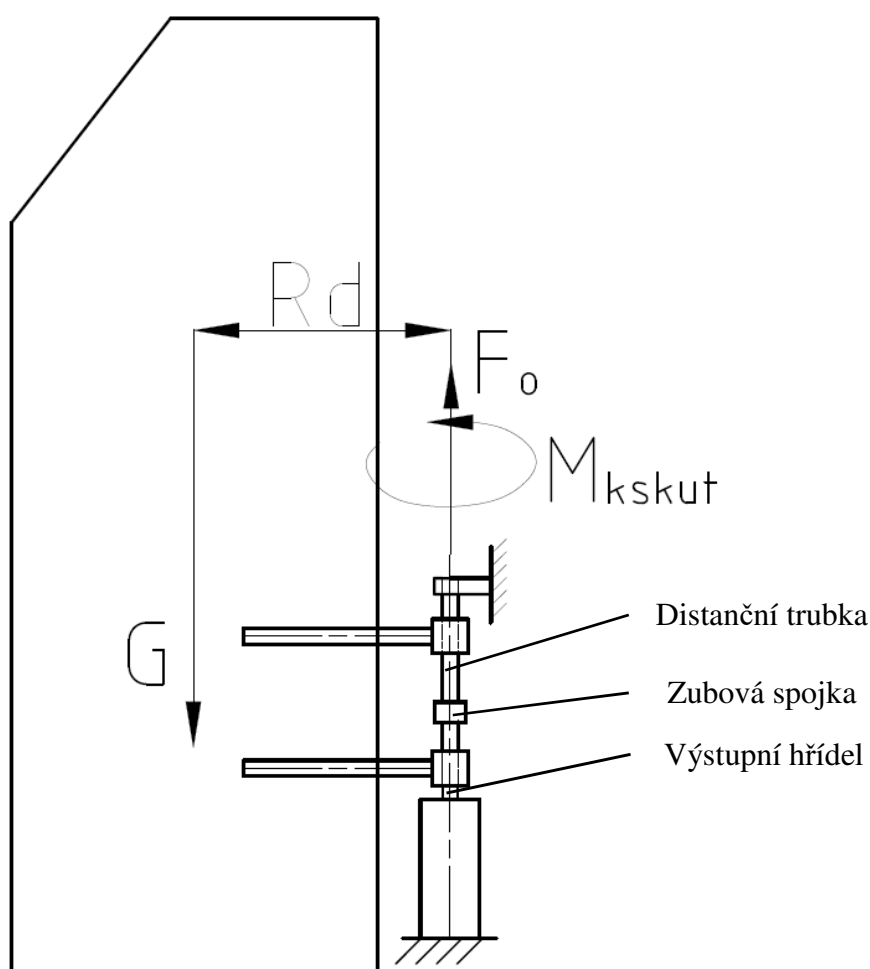


Obr. 6.14 Výstupní hřídel viz technická zpráva [7]

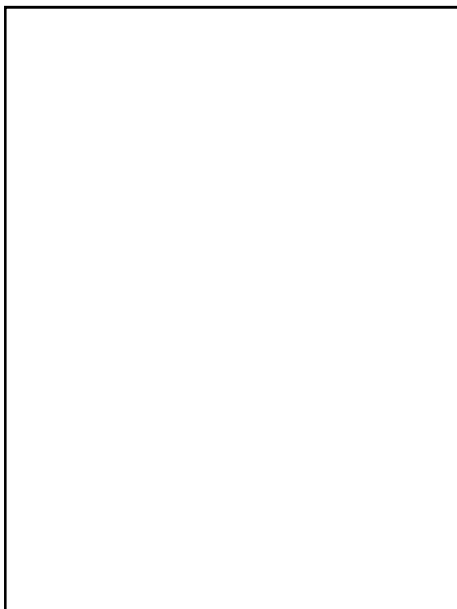
Dále je výstupní hřídel spojena přes zubovou spojku s distanční trubicou, která je v její vrchní části připojena k rámu autobusu viz obr. 6.15. Tento konstrukční uzel zvyšuje tuhost a odolnost proti vyosení výstupní hřídele.

Pro pevnostní analýzu metodou konečných prvků jsem vybral výstupní hřídel, protože u této součásti je obtížné určit napět'ové stavy z důvodu složitých tvarů. Pevnostní analýza byla provedena pro nejhorší situaci uložení. Jedná se o volné uložení distanční trubky ve vrchní části.

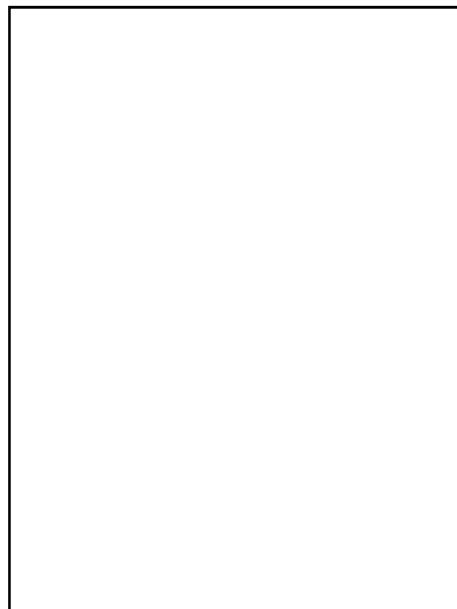
Při tomto uložení je výstupní hřídel namáhána krouticím momentem, ale taky přídavným ohybovým momentem. Ohybovým moment působí na rameni  $R_d$  od tíhy dveří.



Obr. 6.15 Zatížení výstupní hřídele aktuátoru



Obr. 6.16 Čtyřhranné spojení dolní a prostřední části hřídle viz technická zpráva [7]



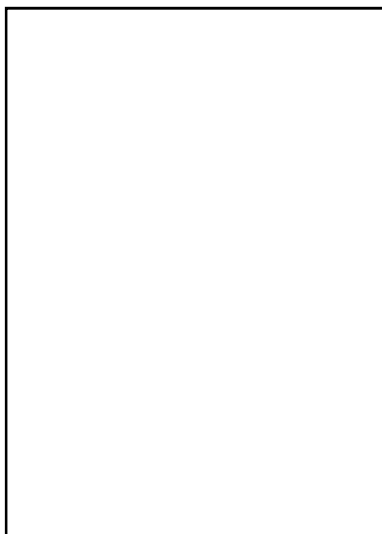
Obr. 6.17 Čtyřhranné spojení horní a prostřední části hřídle viz technická zpráva [7]

Cílem pevnostní analýzy bylo zjistit kritická místa, ve kterých se může dojít ke koncentraci napětí. V těchto kritických místech mohou nastat v průběhu pracovního vytížení praskliny nebo trvalé deformace. Důležitými místy, kde hřidel musí odolat působícímu zatížení jsou tvarová spojení jednotlivých dílů mezi sebou a místa se změnou průřezu hřídle.

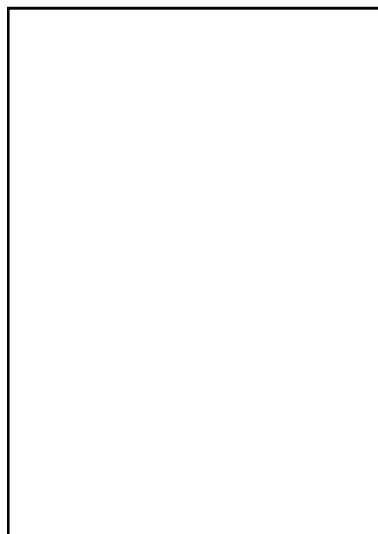
Kombinované zatížení se vypočte podle pevnostní hypotézy HMM. Výsledkem hypotézy je hodnota redukováného (ekvivalentního) napětí. Hodnota napětí v sobě zohledňuje působení krouticího, ohybového momentu a osovou sílu. Mimo hodnotu redukováného napětí je nutno zjistit celkovou deformaci hřídle.



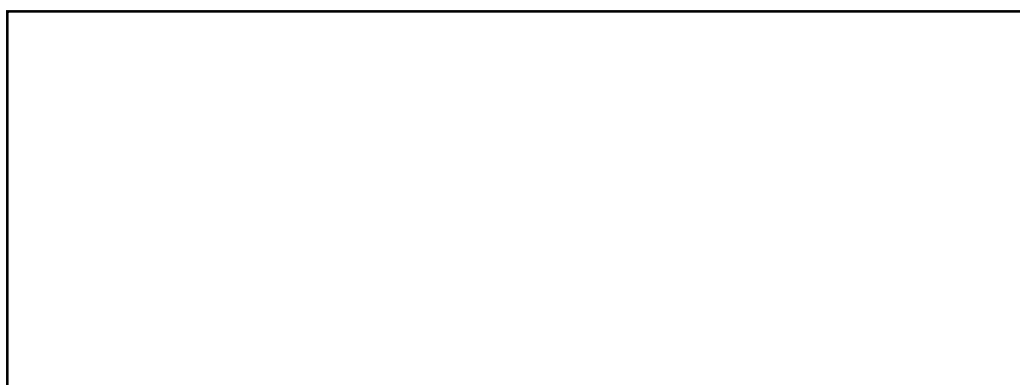
Výsledek redukovaného napětí podle pevnostní hypotézy HMH.



Obr. 6.18 Výstupní hřídel při kombinovaném zatížení viz technická zpráva [7]



Obr. 6.19 Výstupní hřídel v rovině x- y. Zvětšení deformace 76:1 viz technická zpráva [7]



Obr. 6.20 Detail místa A s největší koncentrací redukovaného napětí viz technická zpráva [7]

Nejvyšší koncentrace napětí se nachází v oblasti změny průměru výstupní hřídele. V tomto místě hrozí vznik napěťových špiček, které mohou mít hodnotu až  $\sigma_{red,Max} = 351,65$  MPa. Tato hodnota se však nepovažuje za reálnou hodnotu, protože s velkou pravděpodobností v tomto místě nenastane. Analýza byla provedena pro co nejhorší možné uložení výstupní hřídele s distanční trubkou. Analyzovaný napěťový stav by nastal pouze v případě, volného uložení horního konce distanční trubky. Dalším důvodem nereálné hodnoty napětí je rozsah červeného pole značící maximální ekvivalentní napětí. Červená oblast mezi sítí elementů je zanedbatelná oproti barevné škále znázorňující hodnoty kolem  $\sigma_{red} = 280$  MPa.

#### Výpočet statické bezpečnosti pro kritické místo s ekvivalentním zatížením $\sigma_{red}$ :

Pro výpočet statické bezpečnosti vycházím z hodnoty ekvivalentního zatížení  $\sigma_{red} = 280 \text{ MPa}$ . Tato velikost zatížení byla zvolena z důvodů nereálných výskytů napětových špiček.

Materiál hřídele volím ocel třídy 15, která je vhodná pro velmi namáhané strojní části.

Ocel 15 230.7

$$R_m = 980 - 1180 \text{ MPa}$$

$$R_e = 835 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{835}{280} = 2,98 \quad (6.128)$$

Velikost této statické bezpečnosti je dostačující. Běžná bezpečnost hřídelů a čepů se volí v rozsahu  $k_s = 1,5 \div 2$ . [1]

#### Výsledky celkové deformace výstupní hřídele:

U pevnostní analýzy v softwaru ANSYS 16.0 byla hřídel také podrobena deformačnímu výstupu. Při provozním zatížení je hřídel vychýlena ze své osy o 0,556 mm. Z obrázku obr. 6.21 je patrné, že tato deformace nebude mít významný vliv na provoz zařízení.

Konkrétní deformační stav by nastal v případě, kdy výstupní hřídel spolu s distanční trubkou, by byly volně uloženy ve vrchní části distanční trubky.



Obr. 6.21 Deformace výstupní hřídele v rovině x-y v měřítku 76:1 viz technická zpráva [7]

## 7 Závěr

Byl realizován konstrukční návrh pneumatického rotačně posuvného pohonu pro jednokřídlové autobusové dveře. Navržený pneumatický pohon je proveden tak, aby splňoval všechny zadané aspekty diplomové práce. Všechny cíle vytyčeny v úvodu byly splněny.

Hlavní požadavek na pohon bylo dodržení minimálního krouticího momentu 300 Nm. Tento bod v zadání byl splněn, jelikož konstrukční parametry pohonu umožňují výsledný krouticí moment až 301,4 Nm. Zároveň bylo dosaženo stejného krouticího momentu pro oba pohybové stavy, úpravou dolní oblasti výstupní hřídele. Pohybové stavy – dveře se zavírají nebo dveře se otevírají.

Požadavek na výsledné otočení výstupní hřídele o 120° byl splněn. Výsledné otočení je provedeno celkovým součtem pootočení pneumatického pístu a výstupní hřídele. Pokud by zákazník požadoval změnu úhlu otočení je možnost výsledné natočení snížit nebo navýšit o  $\pm 10^\circ$ .

Časový interval  $5 \pm 2$  sekundy pro uzavření dveří bude řešen až při samotné montáži zařízení, kdy přivedený pracovní přetlak  $5 \pm 2$  barů bude škrcen vždy na výstupu. Tímto škrcením bude docíleno takového průtoku vzduchu, aby se dveřní systém uzavřel do daného časového intervalu.

Blokace pneumatického pohonu je řešena mechanickým zámkem. Návrh nouzového otevírání je řešen pomocí bowdenu, který je spojen s mechanickým zámkem.

Řízení pneumatického pohonu bude zajišťovat speciální ovládací blok, který umožňuje řidiči autobusu vysílat signál pro otevírání nebo zavírání dveří. Taktéž tento blok může být vybaven snímačem tlaku v pohonu dveří. Snímač umožňuje detekci překážek v prostoru dveří prostřednictvím ztráty protitlaku způsobenou překážkou.

Signalizace koncových poloh pneumatického aktuátoru je řešena elektrickými mikrospínači s rolnou.

Celá konstrukce pneumatického pohonu byla navržena pro co nejmenší zástavbové rozměry. Dále je systém navržen tak, aby odolával co nejlépe nečistotám ohrožujících chod zařízení. Bylo taktéž dbáno na co největší míru bezúdržbového systému.

Při svých kompaktních rozměrech je pneumatický pohon vhodný do všech interiérů dálkových a meziměstských autobusů.

## 8 Literatura

- [1] KALÁB, Květoslav.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [2] KALÁB, Květoslav.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2012, 130 s., dotisk 1. Vydání, ISBN 978-80-248-1860-3
- [3] KALÁB, Květoslav.: *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje. pdf*, VŠB – TU Ostrava, 2013
- [4] Havlík, Jiří.: *Všeobecné zásady členění technické dokumentace. pdf*, VŠB – TU Ostrava, 2011, Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/347/cs/studium-a-vyuka/ke-stazeni/> [online] [cit. 2017-4-1]
- [5] SCHMID, Dietmar a kol. *Řízení a regulace pro strojírenství a mechatroniku*. Vyd. 1. Praha: Europa-Sobotáles, 2005. 420 s. ISBN 80-86706-10-9.
- [6] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] WAGNER, Petr: *Konstrukční návrh pneumatického rotačně posuvného pohonu pro autobusové dveře: Technická zpráva*. Ostrava, 2017. Diplomová práce. VŠB – TU Ostrava.
- [8] ČSN EN 14752. *Železniční aplikace – Boční vstupní systémy*. 2. vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.
- [9] Jednokřídlové dveře dostupné z: <http://schaltbau.com/product/ast-p-pneumatic-outward-swinging-doors/> [online] [cit 2017-02-16]
- [10] Dvoukřídlové dveře dostupné z: <http://schaltbau.com/product/ast-e/> [online] [cit 2017-02-16]
- [11] Dveře vně kyvné dostupné z: <http://www.autobusovenoviny.cz/image/2747/sa-scania.jpg> [online] [cit. 2017-02-16]
- [12] Dveře dovnitř kyvné dostupné z: [https://www.truck1-cz.com/autobusy/mestske-autobusy/mercedes\\_benz\\_citaro\\_o\\_530\\_g-a1055864.html](https://www.truck1-cz.com/autobusy/mestske-autobusy/mercedes_benz_citaro_o_530_g-a1055864.html) [online] [cit. 2017-02-16]
- [13] Pneumatický pohon typ1 dostupné z: [http://pos.cz/wp-content/uploads/2016/03/dverni\\_systemy\\_pneumaticke\\_valce-rotacni\\_se\\_zdvihem\\_od.jpg](http://pos.cz/wp-content/uploads/2016/03/dverni_systemy_pneumaticke_valce-rotacni_se_zdvihem_od.jpg) [online] [cit. 2017-02-20]
- [14] Pneumatický pohon typ2 dostupné z: <http://www.vaporddoors.com/attachments/Pneumatic%20Lift%20to%20Latch%20brochure.pdf> [online] [cit. 2017-02-20]

- [15] Pneumatický pohon s klikovým mechanismem dostupný z: [http://catalogovolare.marcopolo.com.br/WEB%202012/G4/195-MI/Espanhol/195-MI/C\\_DESENHO\\_D\\_250.htm](http://catalogovolare.marcopolo.com.br/WEB%202012/G4/195-MI/Espanhol/195-MI/C_DESENHO_D_250.htm) [online] [cit. 2017-02-20]
- [16] Čištění vzduchu dostupné z: [https://www.festo.com/cms/cs\\_cz/54359.htm](https://www.festo.com/cms/cs_cz/54359.htm) [online] [cit. 2017-02-28]
- [17] Filtr vzduchu dostupné z: <https://www.tradeindia.com/fp1011548/MS-LFR-Series-Air-Preparation-Filter-Regulator-Festo-Type-.html> [online] [cit. 2017-02-28]
- [18] Sušení vzduchu dostupné z: <http://www.beko-technologies.cz/vyroby/suseni/>
- [19] Regulátor vzduchu s odlučovačem dostupné z: [http://www.dovavanik.cz/eshop/foto/483/483849\\_o\\_0.jpg](http://www.dovavanik.cz/eshop/foto/483/483849_o_0.jpg) [online] [cit. 2017-02-28]
- [20] Membránová sušička dostupné z: <https://shop.eriks.nl/en/ms-ldm1-series-membrane-air-dryer-pr-rc0292-0002-jb/> [online] [cit. 2017-02-28]
- [21] Mazání vzduchu dostupné z: <https://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/uprava-vzduchu/technicke-informace-uprava-vzduchu/> [online] [cit. 2017-02-28]
- [22] Ovládací blok OB dostupné z: [http://automa.cz/cz/casopis-clanky/pneumaticke-prvky-2004\\_01\\_32138\\_1659](http://automa.cz/cz/casopis-clanky/pneumaticke-prvky-2004_01_32138_1659) [online] [cit. 2017-03-20]
- [23] Mikrospínač dostupné z: <http://www.conrad.cz/mikrospinac-s-rolnou-marquardt-1050-6702-5-a-250-v-ac-5-a-1x-zap-zap.k702639> [online] [cit. 2017-03-22]

## Seznam příloh

Příloha A – Výkres sestavy pneumatického aktuátoru	DP-01
Příloha B – Výrobní výkres pneumatického pístu	DP-01-00-02
Příloha C – Výrobní výkres dolní části výstupní hřídele	DP-01-03-01
Příloha D – Výrobní výkres prostřední části výstupní hřídele	DP-01-03-02
Příloha E – Výrobní výkres horní části výstupní hřídele	DP-01-03-03

Všechny uvedené přílohy jsou obsaženy v technické zprávě viz [7]